

*Math. A.*  
**CONSTRUCTIONEN**  
**MASCHINENBAU**

AUS DEM  
ENTWORFEN  
UNTER LEITUNG DES HERRN PROF. HART  
VON DEN  
STUDIIRENDEN DES II. MASCHINENBAU-CURSES AM  
GROSSH. POLYTECHNIKUM ZU CARLSRUHE.

---

**PRESSEN.**

**SPINDEL- UND KNIEHEBELPRESSEN. — HYDRAULISCHE  
PRESSEN. — PRESSPUMPEN.**

---

**BERECHNUNGEN  
ZU BLATT 1 BIS 20.**

---

IV. JAHRBUCH DES POLYTECHNISCHEN VEREINS ZU CARLSRUHE.

---

**MÜNCHEN.**

**COMMISSIONSVERLAG VON FR. BASSERMANN.**

**1878.**







CONSTRUCTIONEN  
AUS DEM  
MASCHINENBAU

ENTWORFEN

UNTER LEITUNG DES HERRN PROF. HART

VON DEN

STUDIUREN DEN DES II. MASCHINENBAU-CURSES AM  
GROSSH. POLYTECHNIKUM ZU CARLSRUHE.

---

**PRESSEN.**

SPINDEL- UND KNIEHEBELPRESSEN. — HYDRAULISCHE  
PRESSEN. — PRESSPUMPEN.

---

BERECHNUNGEN  
ZU BLATT 1 BIS 20.

---

IV. JAHRBUCH DES POLYTECHNISCHEN VEREINS ZU CARLSRUHE.

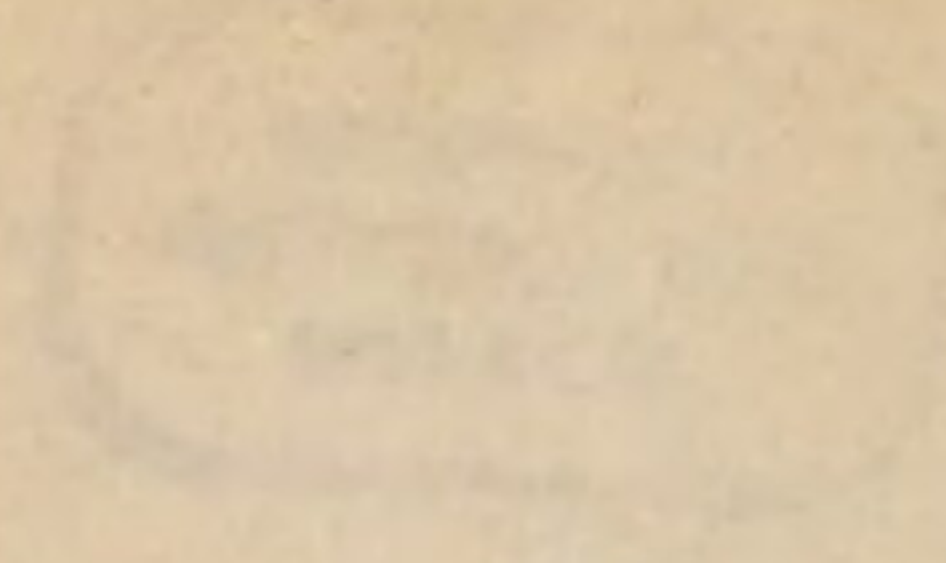
---

MÜNCHEN.

COMMISSIONSVERLAG VON FR. BASSERMANN.

1878.





UNIVERSITY OF MICHIGAN

1871

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

LIBRARY

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

1871

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

1871

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

LIBRARY

UNIVERSITY OF MICHIGAN

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

1871

THE UNIVERSITY OF MICHIGAN

1871



# Vorwort.

---

Da in der technischen Literatur bis jetzt nur wenig über Pressen enthalten ist und daher auch ein geringer Beitrag hierzu willkommen sein dürfte, so beschloss die diesjährige Jahrbuch-Commission als Fortsetzung der früheren Jahrbücher in diesem Jahre: „Constructionen und Berechnungen von Pressen“ als IV. Jahrbuch herauszugeben. Das Material hierzu lieferten die Studirenden des II. Maschinenbaucurses am hiesigen Polytechnikum, welche bereitwilligst die betreffenden Constructionen und Berechnungen unter Leitung des Herrn Professor J. Hart ausführten.

Bei den Festigkeitsberechnungen wurde durchweg Grashof's Festigkeitslehre zu Grunde gelegt.

Die Vertreter der Maschinenbauschule in der Jahrbuch-Commission: Ackermann, Mazon, Reinhard, Sachs, Schwenzer und Wieber, übernahmen sodann die Durchsicht und Anordnung der behufs Veröffentlichung gefertigten Arbeiten.

Wie bei der Herausgabe der früheren Jahrbücher, so stand auch in diesem Jahre wieder das Ehrenmitglied des Polytechnischen Vereins Herr Professor J. Hart der Commission mit Rath und That zur Seite und fühlt sich letztere daher gedrungen, demselben an dieser Stelle ihren wärmsten Dank dafür auszusprechen.

Indem wir hiermit das IV. Jahrbuch der Oeffentlichkeit übergeben, hoffen wir, dass dasselbe die gleiche rücksichtsvolle Beurtheilung finden möge wie die früheren Jahrgänge.

Carlsruhe, im Mai 1878.

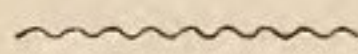
Die Jahrbuch-Commission.







# Inhalt.



| Zeichnung                                                        | Seite |
|------------------------------------------------------------------|-------|
| Blatt 1. Einfache Spindelpresse mit Handbetrieb . . . . .        | 1     |
| „ 2. Doppelspindelpresse . . . . .                               | 4     |
| „ 3. Combinirte Schrauben- und Kniehebelpresse mit Handbetrieb . | 10    |
| „ 4. {                                                           |       |
| „ 5. } Hydraulische Packpresse mit Handpumpe . . . . .           | 17    |
| „ 6. {                                                           |       |
| „ 7. } Hydraulische Zuckerpresse mit Pumpwerk . . . . .          | 20    |
| „ 8. {                                                           |       |
| „ 9. } Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk . . . . .             | 25    |
| „ 10. Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk . . . . .              | 32    |
| „ 11. Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk . . . . .              | 37    |
| „ 12. Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk . . . . .              | 39    |
| „ 13. {                                                          |       |
| „ 14. } Hydraulische Stearinpresse (Warmpresse) mit Pumpwerk . . | 46    |
| „ 15. Hydraulische Bleiröhrenpresse mit Dampfpumpwerk . . . . .  | 51    |
| „ 16. Transportable hydraulische Räderpresse mit Handpumpe . .   | 55    |
| „ 17. Hydraulische Räderpresse mit Pumpwerk (Riemenbetrieb) . .  | 58    |
| „ 18. Hydraulische Winde . . . . .                               | 61    |
| „ 19. {                                                          |       |
| „ 20. } Hydraulischer Aufzug mit Pumpwerk und Accumulator . . .  | 63    |









## Einfache Spindelpresse mit Handbetrieb. (Blatt 1.)

### Programm.

|                                                                                             |                 |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|
| Grösste auszuübende Pressung . . . . .                                                      | $Q = 75000$ kgr |
| Verfügbare Höhe im Pressraum . . . . .                                                      | $h = 150$ cm    |
| Grösster Hub der Pressplatte . . . . .                                                      | $= 100$ „       |
| Säulendistanz (Mitte auf Mitte) . . . . .                                                   | $= 120$ „       |
|                                                                                             | resp. $= 80$ „  |
| Höhe der Handradwelle über dem Boden . . .                                                  | $= 90$ „        |
| Anzahl der Arbeiter am Grifftrade . . . . .                                                 | 2               |
| Grösster Druck eines Arbeiters (im letzten Stadium<br>der Pressung) angenommen zu . . . . . | 25 kgr          |

Das Rückdrehen der Spindel muss rasch von Hand geschehen können.

Die Presse ist sowohl zum Freipressen (mit Benutzung des ganzen Lichtraums) wie zum Pressen (Packen) in zerlegbare Kästen einzurichten.

### Berechnung der Presse.

Schraubenspindel. Dieselbe ist auf Zerknickung in Anspruch genommen. Wir benutzen die Formel:

$$n \cdot Q = \pi^2 \frac{EJ}{l^2}$$

|                                           |                 |
|-------------------------------------------|-----------------|
| Hier ist: . . . . .                       | $Q = 75000$ kgr |
| $n$ der Sicherheitscoefficient . . . . .  | $= 5$           |
| $l$ die Länge der Spindel angenommen zu . | 200 cm          |



$J$  das Trägheitsmoment für den kreisförmigen Querschnitt

$$= \frac{\pi d^4}{64}$$

$E$  der Elasticitätsmodul für Gussstahl . . . = 2750000

Mit Einsetzung dieser Werthe erhalten wir einen

Spindeldurchmesser . . . . .  $d = 9,5 \text{ cm}$

Das Verhältniss des äusseren Durchmesser  $d_1$

zum Kerndurchmesser  $d$  werde . . . . . =  $\frac{4}{3}$

angenommen, so ergibt sich

$$d_1 = \frac{4}{3} d . . . . . = 12,6 \text{ „}$$

und ein mittlerer Radius  $r$  . . . . . = 5,52 „

Die Steigung  $s$  des Gewindes werde . . . . . = 3,175 „

gesetzt. Der Steigungswinkel  $\alpha$  bestimmt sich dann

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2 \pi r} = \frac{3,175}{2 \pi \cdot 5,52} \quad \text{und} \quad \alpha = 5^\circ 12'$$

Für einen Coefficienten  $\mu = 0,12$  wird nun der Reibungswinkel

$$\varphi = 6^\circ 50'$$

Räderübersetzung. Die am mittleren Radius  $r$  wirkende Kraft ist

$$P = Q \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) . . . . . = \sim 16000 \text{ kgr}$$

Das auszuübende Kraftmoment ist somit:

$$M_a = P r . . . . . = \sim 90000 \text{ kgcm}$$

Es werde nun das Reibungsmoment am

oberen Keil und das am unteren Spindel-

zapfen mit zusammen 40 % von jenem Kraft-

moment in Rechnung gebracht, so dass das

zu überwältigende Moment  $M_1$  . . . . . =  $\sim 130000$  „

wird.

Das Kraftmoment, ausgeübt durch zwei

Arbeiter an einem 60 cm langen Hebelarm,

ist aber:

$$M_2 = 2 \cdot 25 \cdot 60 . . . . . = \sim 3000 \text{ „}$$

Hieraus resultirt eine Uebersetzung

$$i = \frac{M_1}{M_2} = \sim 43$$

Dieselbe zerlegen wir folgendermaassen

$$i = 4,3 \cdot 2 \cdot 5$$



Die zur Beurtheilung der Zahnradverhältnisse erforderlichen Grössen sind in folgender Tabelle zusammengestellt

| Zahnräder.     | Moment | <i>z</i> | <i>Z</i> | <i>r</i> | <i>R</i> | <i>t</i> |
|----------------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|
| <i>i</i> = 4,3 | 3000   | 10       | 43       | 6        | 25,8     | 3,76     |
| <i>i</i> = 2   | 12900  | 10       | 20       | 9,3      | 18,6     | 5,87     |
| <i>i</i> = 5   | 25800  | 12       | 60       | 12,9     | 64,5     | 6,8      |

Die Wellendurchmesser erhalten nach der Formel

$$d = 0,29 \sqrt[3]{M}$$

folgende Werthe

$$\begin{aligned} d_1 &= 4 \text{ cm} \\ d_2 &= 6,4 \text{ cm} \\ d_3 &= 8 \text{ cm} \end{aligned}$$

Verbindungsstangen. Jede Stange ist mit  $\frac{1}{4} Q$  auf Zug beansprucht. Der grösseren Sicherheit halber soll aber die beanspruchende Kraft . . . . . =  $\frac{1}{3} Q$  gesetzt werden. Der Durchmesser einer Stange wird hiernach

$$d = \sqrt{\frac{Q}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \frac{1}{k}} \quad . . . . . = 7 \text{ cm}$$

entsprechend einem  $k = 650 \text{ kgr pro qcm}$ . Die Keile, die zur Befestigung der Stangen dienen, sind mit derselben Kraft  $\frac{1}{3} Q$  auf Abscheerung beansprucht.

Presshelm. Betrachtet man den Helm als einen an beiden Seiten lose aufliegenden Träger, so ergibt sich ein biegendes Moment

$$M = \frac{Q \cdot l}{4} = \frac{75000 \cdot 80}{4} \quad . . . = 1500000 \text{ kgcm}$$

Mit Annahme des Querschnittes Fig. 1 erhält man ein Widerstandsmoment

$$W = \frac{80 \cdot 50^3 - 70 \cdot 40^3}{6 \cdot 50} \quad . . . = 18400$$

und hieraus eine Inanspruchnahme pro qcm

$$k = \frac{M}{W} = 82 \text{ kgr.}$$

G. Pitschner.



## Doppelspindelpresse. (Blatt 2.)

### Programm.

Dieselbe ist zum Pressen und Packen von Holzpapierstoff, oder ähnlichen Materialien bestimmt, erhält 2 vertikale Pressspindeln und wird von einer Deckentransmission mittelst Riemen angetrieben.

Einrichtung der Presskasten (im unteren Theil zum Aufklappen), sowie des fahrbaren Untergestells (siehe Blatt 2).

Auf dem Gestelle stehen 2 solcher Kästen, von denen jeweils einer entleert und wieder gefüllt wird, während der andere unter der Presse ist.

Hauptdimensionen der Presskästen im Lichten:

|                  |          |
|------------------|----------|
| Länge . . . . .  | = 0,95 m |
| Breite . . . . . | = 0,60 „ |
| Höhe . . . . .   | = 2,00 „ |

Stärkste Zusammendrückung des Materials

bis auf . . . . .  $\frac{1}{3}$   
seines ursprünglichen Volumens.

Grösster gegen das Ende der Zusammen-

pressung auszuübender Druck . . . = 12 kgr pro qcm  
der Pressfläche.

Der Einfachheit halber mag angenommen werden, der Widerstand wachse proportional der Zusammendrückung.

Geschwindigkeit der Deckentransmission . = 120 T. pro Min.

Der volle Hub der Pressplatte soll in . 25 Min.  
ausgeführt werden.

Der Rücklauf soll mit grösserer (mindestens der doppelten) Geschwindigkeit erfolgen.

### Berechnung der Presse.

|                                                 |             |
|-------------------------------------------------|-------------|
| Spindeln (Gussstahl). Grösse der Press-         |             |
| fläche = 95 . 60 . . . . .                      | = 5700 qcm  |
| Grösster auszuübender Druck auf die Pressfläche |             |
| $P = 5700 . 12 . . . . .$                       | = 68400 kgr |



Es sind 2 Spindeln vorhanden, somit

Maximaldruck auf jede derselben  $P_1 = 0,5 P = 34200 \text{ kgr}$

Die Spindeln sind auf Zerknickungsfestigkeit zu berechnen, und zwar sind sie als Träger zu betrachten, die mit ihren beiden Enden in ihrer ursprünglichen Richtungslinie bleiben müssen.

Es ist daher

$$n P = \frac{\pi^2 E J}{l^2} = \frac{\pi^2 E}{l^2} \cdot \frac{\pi d^4}{64}$$

Mit  $n = 8$ ;  $E = 2750000$ ;  $l = 200 \text{ cm}$

ergibt sich der Kerndurchmesser der Spindeln  $d_i = 9,5 \text{ cm}$

Es sei nun angenommen

die Steigung der Schraube  $s = 2,0 \text{ „}$

die Gangtiefe der Schraube  $t = 1,0 \text{ „}$

dann ist der äussere Durchmesser der Schrauben-

spindeln  $d_a = 11,5 \text{ „}$

der mittlere Durchmesser der Schraubenspindeln  $d_m = 10,5 \text{ „}$

Schraubenmutter (Phosphorbronze). Mit Rücksicht auf die Reibung der Spindeln in ihren Müttern, ist die am mittleren Durchmesser angreifende erforderliche Tangentialkraft

$$T = P_1 \operatorname{tg} (\beta + \varphi)$$

wo  $\beta$  den Steigungswinkel der Schraube und

$\varphi$  den Reibungswinkel bedeuten.

Es sei der Reibungscoefficient  $\mu = 0,08$

dann ist

$$\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (\mu) = 4^\circ 34' 26''$$

$$\text{und } \beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{s}{\pi d_m} \right) = 3^\circ 28' 11''$$

Hiermit ist

$$T = 34200 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 2' 37'' = 4833 \text{ kgr}$$

hiernach das Moment der Mutter

$$M_1 = \frac{T d_m}{2} = 4833 \cdot \frac{10,5}{2} = 25373 \text{ kgcm}$$

Hierzu kommt noch die Reibung der Mutter am Presshelm; die Mutter ist dadurch gegen axiale Verschiebung gesichert, dass sie zwischen den zwei Platten des Presshelms liegt, dadurch findet beim Pressen eine starke Reibung der Mutter an der oberen Platte statt.

Der Betrag dieser Reibung ist

$$R = \mu \cdot P_1$$

der Reibungscoefficient sei angenommen  $\mu = 0,1$ .



Hiermit ergibt sich . . . . .  $R = 3420 \text{ kgr}$

Diese Kraft ist nun in der Mitte der Reibungsfläche angreifend zu denken, d. h. in einer Entfernung von . . . . .

$r = 9 \text{ cm}$

von der Mitte, somit entspricht ihr ein Moment

$$M_2 = 9 \cdot 3420 \cdot . . . . = 30780 \text{ kgcm}$$

Um diesen Verlust zu vermindern sind 6 conische Friktionsrollen (Stahl) angeordnet, welche auf Stahlplatten laufen, die in den Presshelm eingelassen sind.

Die zur Ueberwindung dieser Reibung nöthige Kraft  $Q$  ist für eine cylindrische Walze

$$Q r = P_1 (f_1 + f_2)$$

Um für einen Conus diese Kraft abzuleiten, theilt man denselben in  $\infty$  schmale cylindrische Rollen, von der Breite  $dl$  (Fig. 2), dann ist für solch eine Elementarrolle

$$q = \frac{P_1}{L} \cdot \frac{dl}{r} (f_1 + f_2)$$

und durch Integration von 0 bis  $L$  ergibt sich dann

$$Q = (f_1 + f_2) \frac{P_1}{r_1 - r_0} \cdot \lg n \cdot \frac{r_1}{r_0}$$

hierbei bedeutet

$f_1$  den Hebelarm der rollenden Reibung der Rolle auf dem Presshelm

$f_2$  „ „ „ „ „ „ „ der Mutter.

Mit  $f_1 = f_2 = 0,05 \text{ cm}$ ;  $r_1 = 2$ ;  $r_0 = 1,5$

ergibt sich  $Q = 1915,2 \text{ kgr}$

Diese Kraft greift nun in der Entfernung  $l_1 = 10 \text{ cm}$  von der Spindelaxe an, somit entspricht ihr das Moment

$$M_2 = 19152 \text{ kgcm}$$

Es bietet also die Anordnung der Friktionsrollen bedeutende Vorthelle dar.

Das volle Moment der Mutter ergibt sich hiernach

$$M = M_1 + M_2 = 44525 \text{ kgcm}$$

Schraubenrad. Durch die Disposition ist gegeben

$$r_2 = 33,0 \text{ cm}$$

Es sei angenommen . . . . .  $Z_2 = 45$

so ist

$$t = \frac{2 \pi r_2}{z_2} \cdot . . . . = 4,6 \text{ cm}$$

hiernach

$$\alpha = \frac{4,6}{2,1} \cdot . . . . = 2,2 \text{ „}$$

$$\beta = 4 \cdot 2,2 \cdot . . . . = 8,8 \text{ „}$$



Wir bekommen hiermit eine Tangentialkraft

$$P = \frac{M_2}{r_2} = 1349 \text{ kgr}$$

weiter ist

$$\alpha = 3 \sqrt{\frac{\alpha}{\beta}} \sqrt{\frac{P}{k}}$$

hiernach

$$k = 627 \text{ kgr pro qcm}$$

Es ist dies wohl ein ziemlich hoher Festigkeitscoefficient, wir können ihn jedoch beibehalten, weil der Gang sehr ruhig ist, die Berechnung sehr ungünstig und weil es anderseits wünschenswerth ist, das Rad nicht zu schwer zu erhalten.

Schraube ohne Ende (Gusseisen). Setzen wir den Steigungswinkel der Schraube . . . . .  $\text{tg } \beta_2 = 0,15$   
so ist der Wirkungsgrad der Schraube . . .  $\eta = 0,48$   
somit ist

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Die Schraube sei eingängig, d. h. . . . .  $Z_1 = 1$   
dann ist

$$M_1 = 44525 \cdot \frac{1}{45} \cdot \frac{1}{0,48} = 2061,3 \text{ kgcm}$$

Ferner ist

$$r_1 = r_2 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{1}{\text{tg } \beta_2} = 4,9 \sim 5,0 \text{ cm}$$

Uebersetzung. Hub der Pressplatte  $H = 133,3 \text{ cm}$

Presszeit . . . . .  $= 25 \text{ Min.}$

somit Weg pro Minute . . . . .  $= \frac{133,3}{25} = 5,34 \text{ cm}$

Steigung der Spindeln . . . . .  $= 2 \text{ „}$

also Umdrehungszahl der Spindeln  $= \frac{5,34}{2} = 2,67 \text{ pr. Min.}$

und somit eine Uebersetzung . . .  $i = \frac{120}{2,67} = 45$

Da die Uebersetzung der Schraubenräder  $= 45$  ist, so ist die Uebersetzung der Riemenscheiben  $= 1$ .

Presstisch. Betrachten wir den Presstisch als einen gleichförmig belasteten, in 2 Punkten unterstützten Träger, dann ist (Fig. 3)

$$Q_1 = \frac{68400 \cdot 11,25}{95} = 8100 \text{ kgr}$$

und

$$Q_2 = \frac{68400 \cdot 72,5}{95} = 52200 \text{ kgr}$$

Das Biegemoment in  $C_1$ , herrührend vom überragenden Theil  $A C_1$ , ist



$$M_1 = \frac{1}{2} Q_1 l_1 = \frac{1}{2} \cdot 8100 \cdot 11,25 = 45563 \text{ kgcm}$$

Das Bieugungsmoment in  $C_1$ , herrührend von  $Q_2$ , ist

$$M_2 = -\frac{Q l_2}{12} + \frac{2 J E}{l_2} \cdot \alpha = -315375 + \frac{2 J E \cdot \alpha}{l}$$

Das Gleichgewicht erfordert, dass

$$-M_1 = M_2$$

daraus folgt

$$\frac{2 J E \alpha}{l} = 269812$$

Der gefährlichste Querschnitt ist in der Mitte und beträgt für ihn das Moment

$$M_{\max} = \frac{Q l}{24} + \frac{2 E J \alpha}{l} = 157688 + 269812 = 427500 \text{ kgcm}$$

Unter Zugrundelegung des Querschnitts Fig. 4, resp. Fig. 5, ergibt sich

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{18 \cdot 30^2 + 42 \cdot 6^2}{18 \cdot 30 + 42 \cdot 6} \cdot \cdot \cdot = 11,2 \text{ cm}$$

folglich

$$e_1 = 18,8; f = 5,2$$

und hiermit das Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \left\{ 60 \cdot (11,2)^3 + 18 \cdot (18,8)^3 - 42 (5,2)^3 \right\} = 65998$$

also das Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{65998}{18,8} \cdot \cdot \cdot = 3510$$

folglich ist die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = \frac{427500}{3510} \cdot \cdot \cdot = 121 \text{ kgr pro qcm}$$

Da die ganze Berechnung nur eine angenäherte ist, so kann dieser geringe Festigkeitscoefficient beibehalten werden.

Presshelm. Derselbe besteht aus 2 Platten, von denen jedoch während der Pressung nur die obere in Anspruch genommen ist. Wir können dieselben betrachten als einen an den Enden frei aufliegenden Träger, der an 2 Punkten belastet ist (Fig. 6). Die Inanspruchnahme eines solchen Trägers ist auf der ganzen Länge  $C_1 C_2$  constant, und zwar beträgt das Bieugungsmoment auf derselben

$$M_{\max} = P_1 \cdot 31,750 = 3420 \cdot 31,75 = 1085850 \text{ kgcm}$$

Unter Zugrundelegung des Querschnitts Fig. 7, resp. Fig. 8, ergibt sich

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{25 \cdot 30^2 + 43,5 \cdot 5^2}{25 \cdot 30 + 43,5 \cdot 5} \cdot \cdot \cdot = 12,18 \text{ cm}$$

somit

$$e_1 = 17,82; f = 7,18$$

und hiermit das Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe



$$J = \frac{1}{3} \{ 68,5 \cdot 12,18^3 + 25 \cdot 17,82^3 - 43,5 \cdot 7,18^3 \} \quad . \quad = 83374$$

also das Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{83374}{17,82} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 4678,6$$

folglich ist die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = \frac{1085850}{4678,6} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 232 \text{ kgr pro qcm}$$

Der gewählte Querschnitt bietet somit genügende Sicherheit dar.

Keile. Die Spindeln sind mit der Pressplatte durch je einen stählernen Keil verbunden, welcher auf Scheerfestigkeit beansprucht ist.

Daher die Gleichung  $2 F t = 34200$ ; oder mit  $t = 900$  kgr pro qcm und  $b = 2$  cm

$$h = 9,5 \sim 10,0 \text{ cm}$$

Zugstangen. Grösste Belastung einer jeden derselben

$$Q = \frac{1}{4} P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 17100 \text{ kgr}$$

Die Stangen sind auf Zug in Anspruch genommen und ergibt sich ihr Durchmesser aus der Gleichung

$$\frac{\pi d^2}{4} k = 17100$$

und mit  $k = 600$ ;  $d = 6,02 \sim 6$  cm

Gestell. Das fahrbare Untergestell mit den 2 Presskästen erhält 4 Federn, deren Dimensionen so zu wählen sind, dass dieselben während der Pressung nachgeben, damit das Gestell auf die Balkenunterlage aufliegt, wodurch dasselbe entlastet und gegen seitliche Verschiebung gesichert wird.

Wirkungsgrad.

Moment der Riemenscheibe  $M = 2 M_1 \quad . \quad = 4122,6 \text{ kgcm}$

Umdrehungszahl  $n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 120 \text{ T. pro Min.}$

Absolute Pferdestärken  $N_a = \frac{n \cdot M}{71620} \quad . \quad . \quad = 6,9$

Geschwindigkeit des Presstisches  $v = \frac{H}{25 \cdot 60} = \frac{133,3}{25 \cdot 60} = 0,000887 \text{ m}$

Effektive Pferdestärken  $N_e = \frac{P \cdot v}{75} = \frac{68400 \cdot 0,000887}{75} = 0,8$

Wirkungsgrad  $\eta = \frac{N_e}{N_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 0,116$

N. Mazon.



## Combinirte Schrauben- und Kniehebel-Pressse mit Handbetrieb. (Blatt 3.)

### Programm.

Die Presse soll nach dem Muster der „Boomer & Boshert Presse“ ausgeführt werden. Dieselbe ist ganz in Eisen construirt, hat zwei symmetrisch angeordnete Kniehebel und eine horizontale mit Rechts- und Links-Gewinde versehene Spindel. Die letztere wird angetrieben, und zwar anfangs durch Handrad, gegen Ende durch Handhebel und Sperrwerk. Am Kopf der Presse ist ein Druckanzeiger angebracht.

Die Presse ist für folgende Haupt-Verhältnisse zu construiren:

|                                                    |              |
|----------------------------------------------------|--------------|
| Grösste auszuübende Pressung . . . . .             | = 100000 kgr |
| Grösse der Pressplatte (innerhalb der Zugstangen): |              |
| Länge . . . . .                                    | = 0,90 m     |
| Breite . . . . .                                   | = 0,65 „     |
| Lichte Höhe des Laderaumes (Pressplatte in         |              |
| höchster Stellung) . . . . .                       | = 2,00 „     |
| Grösster Hub der Pressplatte . . . . .             | = 1,00 „     |
| Kleinsten Winkel zwischen zwei Kniehebelarmen      |              |
| (Presse ganz geöffnet) . . . . .                   | = 45°        |
| Länge des Handhebels . . . . . ca.                 | = 2 m        |

### Beanspruchung des Constructions-Materials:

|                                      |                       |
|--------------------------------------|-----------------------|
| Gusseisen (Fuss und Kopfstück) . . . | $k = 300$ kgr pro qcm |
| Schmiedeeisen (Zugstangen) . . .     | $k = 700$ „ „ „       |
| Stahl (Schraubenspindel) . . .       | $k = 1200$ „ „ „      |

Anwachsen des Widerstandes: Siehe auf Blatt 3 die graphische Darstellung des Widerstandes.

---



### Berechnung der Presse.

Es bezeichne für einen beliebigen Augenblick:

$Q$  — den Druck jedes Kniehebelarmes auf die Pressplatte.

$S$  — die Druckspannung in den Kniehebelarmen.

$P$  — die Zugspannung in der Schraubenspindel.

$T$  — die Tangentialkraft an der Schraubenspindel.

$p$  — den Druck am Ende des Druckhebels.

$\alpha$  — den Winkel zwischen der Schraubenspindel und den Kniehebelarmen.

$h$  — den Weg der Pressplatte vom Anfang der Pressung bis zum betrachteten Augenblick.

Es ist dann aus Fig. 9 ersichtlich, dass

$$s = \frac{Q}{\sin \alpha}$$

$$P = 2 s \cos \alpha$$

ist. Folglich ist

$$P = 2 Q \cotg \alpha$$

wobei weder auf die Reibung der Schraubenspindel in ihren Muttern, noch auf die der Bolzen in den Kniehebelarmen Rücksicht genommen ist. Letztere ist so klein, dass sie unberücksichtigt bleiben kann, während erstere noch einzuführen ist.

Mit Rücksicht auf diese Reibung und die doppelte Anordnung ist

$$T = 2 P \operatorname{tg} (\beta + \varrho)$$

Nehmen wir den Reibungscoefficient

$$\mu = 0,07$$

somit

$$\varrho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \mu = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,07 = 4^0$$

und

$$\beta = 4^0$$

an, so ist

$$T = 2 P \operatorname{tg} 8^0$$

Laut Programm ist ferner

$$\alpha_{\min} = \alpha_0 = 22,5^0 \text{ und } \alpha_{\max} = \alpha_1 = 90^0$$

Ist nun  $l$  — die Länge der Kniehebelarme, so ist

$$h = 2 l (\sin \alpha - \sin \alpha_0) = 2 l (\sin \alpha - \sin 22,5^0)$$



und der grösste Hub der Pressplatte

$$H = 2 l (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0) = 2 l (1 - \sin 22,5^\circ)$$

Daraus folgt

$$l = \frac{H}{2 (1 - \sin 22,5^\circ)} = \frac{100}{2 (1 - \sin 22,5^\circ)} \cdot \cdot \cdot = 81,0 \text{ cm}$$

Mit Hülfe dieser Formeln ist für verschiedene Werthe von  $\alpha$  die nachstehende Tabelle berechnet worden. Die darin enthaltenen Werthe von  $2Q$ , d. h. dem vollen Druck auf die Pressplatte, sind der Widerstandscurve entnommen (siehe Blatt 3). Die letzte Zeile enthält die Werthe von  $p$ , die sich aber erst bestimmen lassen, wenn der Durchmesser der Spindel berechnet ist.

| $\alpha =$ | 22,5° | 35°  | 50°   | 60°   | 67°   | 69°   | 70°   | 71°   | 73°   | 75°   | 80°   | 85°   | 87°   | 89°   | 90°    |
|------------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $2Q =$     | 1000  | 3600 | 11100 | 22300 | 33600 | 38300 | 40600 | 42500 | 47200 | 53100 | 69800 | 82000 | 89800 | 98600 | 100000 |
| $P =$      | 2415  | 5140 | 9315  | 12875 | 14260 | 14700 | 14775 | 14635 | 14430 | 14230 | 12310 | 7175  | 4705  | 1720  | 0      |
| $s =$      | 1310  | 3140 | 7245  | 12875 | 18250 | 20510 | 21605 | 22475 | 24680 | 27485 | 35440 | 41155 | 44960 | 49310 | 50000  |
| $T =$      | 680   | 1445 | 2620  | 3620  | 4010  | 4130  | 4153  | 4115  | 4055  | 4000  | 3460  | 2017  | 1324  | 483   | 0      |
| $p =$      | 11,5  | 24,4 | 44,2  | 61,1  | 67,7  | 69,7  | 70,1  | 69,4  | 68,4  | 67,5  | 58,4  | 34,0  | 22,3  | 8,2   | 0      |

Diese Tabelle gibt uns einen klaren Ueberblick über den Verlauf der Pressung, welch' letzterer noch graphisch auf Blatt 3 dargestellt ist.

Aus der Tabelle ist ersichtlich, dass  $P$  und  $T$  ihre Maximalwerthe bei  $\alpha = 70^\circ$  erreichen:

$$P_m = 14775 \text{ kgr}$$

$$T_m = 4153 \text{ „}$$

Schraubenspindel (Stahl). Die grösste stattfindende Zugspannung ist mit Rücksicht auf die Schraubenreibung

$$P_1 = \frac{T_m}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{4153}{\operatorname{tg} 4^\circ} = 29695 \text{ kgr}$$

Daher ergibt sich der Kerndurchmesser der Spindel aus der Gleichung

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot 1200 = 29695$$

oder

$$d_0 = 5,6 \text{ cm}$$

Die Steigung der Spindel ergibt sich aus der Gleichung

$$s (1 - \frac{1}{2} \pi \operatorname{tg} \beta) = \pi d_0 \operatorname{tg} \beta$$



oder

$$s = 1,4 \text{ cm}$$

Es ist daher die Gangtiefe . . . . .  $t = \frac{s}{2} = 0,7 \text{ cm}$

und der mittlere Gewindedurchmesser . . .  $d = d_0 + t = 6,3 \text{ „}$

Die Spindel ist aber nun ausser auf Zug noch auf Torsion in Anspruch genommen. Wir haben daher die Gleichung

$$\frac{\pi d'_0{}^2}{4} \cdot k = P_1 \left\{ \frac{m-1}{2m} + \frac{m+1}{2m} \sqrt{1 + \left( \frac{4M}{P r'_0} \right)^2} \right\}$$

worin

$$k = 1200 \text{ und } m = 4$$

ist. Setzen wir ferner

$$M = \frac{T d}{2} = \frac{4153 \cdot 6,3}{2} = 13082 \text{ kgcm}$$

und

$$r'_0 = r_0 = \frac{d_0}{2} = 2,8 \text{ cm}$$

so ergibt sich

$$d'_0 = 6,0 \text{ cm}$$

Damit ergibt sich nun

$$s' = 1,5 \text{ cm} \quad t' = 0,75 \text{ cm}$$

und der mittlere Gewindedurchmesser . . .  $d' = d'_0 + t' = 6,75 \text{ cm}$

„ äussere . . . . .  $d'_1 = d'_0 + 2 t' = 7,5 \text{ „}$

Druckhebel. Die Länge desselben sei angenommen zu

$$l = 200 \text{ cm}$$

Es ergibt sich dann  $p$  aus der Gleichung

$$p l = \frac{T d'}{2}$$

$$p_{\max} = \frac{T_m d'}{2 l} = \frac{4153 \cdot 6,75}{2 \cdot 200} = 70,1 \text{ kgr}$$

Der Hebel erhalte einen rechteckigen Querschnitt; dann ist

$$W = \frac{1}{6} b h^2 = \frac{p_{\max} l}{k}$$

oder mit Annahme

$$h = 4 b \quad k = 700$$

ergibt sich

$$h = 7,8 \sim 8 \text{ cm}$$

$$b = 2 \text{ cm}$$

Sperrrad (Stahl). Das grösste Moment eines Sperrrades ist

$$M = \frac{T_m d'}{2} = 14016 \text{ kgcm}$$



Der Radius des Sperrrades sei angenommen zu  $R = 7,0$  cm, dann ist die Tangentialkraft

$$P = \frac{M}{R} = \frac{14016}{7,0} = 2002 \text{ kgr}$$

Bezeichnet

$a$  — die Zahndicke,

$b$  — „ Zahnbreite,

$l$  — „ Zahnhöhe,

$t$  — „ Zahntheilung,

$n$  — „ Zahnzahl

und ist angenommen . . . . .  $l = 1,0$  cm und  $b = 2,3$  cm.  
so ist

$$a = \sqrt[3]{\frac{P \cdot l \cdot 6}{b \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{2002 \cdot 1 \cdot 6}{2,3 \cdot 1200}} = 1,8 \text{ cm}$$

$$t = 2 a = 3,6 \text{ cm}$$

$$n = \frac{2 \pi R}{t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 7,0}{3,6} = 12,2 \sim 13$$

Damit wird der corrigirte Radius

$$R' = \frac{n \cdot t}{2 \pi} = \frac{13 \cdot 3,6}{2 \cdot 3,14} = 7,5 \text{ cm}$$

Kniehebelarme (Gusseisen). Dieselben sind auf Druck in Anspruch genommen, denn ihre Durchbiegung kann wegen ihrer kleinen Länge ausser Acht gelassen werden.

Am stärksten sind die Kniehebelarme bei der Maximalpressung  $2 Q = 100000$  kgr beansprucht, und zwar ist in dem Augenblicke der Druck auf jeden derselben

$$s_0 = Q = 50000 \text{ kgr}$$

Es muss also

$$F k = 50000$$

oder mit  $k = 300$

$$F = 166,7 \text{ qcm}$$

sein. Mit Annahme des Querschnittes Fig. 10 folgt

$$F = 27 \cdot h + 2 \cdot 2,5 (21 - h) = 166,7 \text{ qcm}$$

oder

$$h = 2,8 \sim 3,0 \text{ cm}$$

Die Bolzen sind von Stahl und sind auf Scheerfestigkeit in Anspruch genommen. Daher ist

$$2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot t = 50000$$

oder mit  $t = 900$  kgr pro qcm

$$d = 6,0 \text{ cm}$$



Zugstangen. Es sind 4 Zugstangen vorhanden, von denen jede einen Zug  $= \frac{2Q}{4}$  auszuhalten hat. Daher ist ihr Durchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{2Q}{\pi \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 2}{3,14 \cdot 700}} = 6,7 \sim 7,0 \text{ cm}$$

Fussplatte. Betrachten wir dieselbe als einen an den Enden frei aufliegenden und gleichförmig belasteten Stab; dann ist

$$M_{\max} = \frac{1}{8} \cdot 2Ql = \frac{1}{8} \cdot 100000 \cdot 97 = 1212500 \text{ kgcm}$$

Mit Annahme des Querschnittes Fig. 11, resp. Fig. 12 ergibt sich

$$e = \frac{1}{2} \frac{20 \cdot 30^2 + 69,6 \cdot 6^2}{20 \cdot 30 + 69,6 \cdot 6} = 10,1 \text{ cm} \quad e_1 = 19,9 \text{ cm}$$

Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 89,6 (10,1)^3 + 20 \cdot (19,9)^3 - 69,6 (4,1)^3 \} = 81710$$

Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{81710}{19,9} = 4106$$

Folglich ist die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = \frac{1212500}{4106} = 295 \text{ kgr pro qcm}$$

Der grösseren Sicherheit wegen sei noch in der Mitte eine Rippe von derselben Dimension, wie die übrigen, zugegeben.

Pressplatte. Dieselbe kann annähernd als ein gleichförmig belasteter und in zwei Punkten unterstützter Träger betrachtet werden.

Es ist dann (Fig. 13)

$$Q_1 = \frac{100000}{97} \cdot 30,5 = 31443,3 \text{ kgr} \quad Q_2 = \frac{100000}{97} \cdot 36 = 37113,4 \text{ kgr}$$

Das Moment in  $C_1$  (resp.  $C_2$ ), herrührend von  $Q_1$ , ist

$$M_1 = \frac{Q_1 l_1}{2} = \frac{31443,3 \cdot 30,5}{2} = 479510,3 \text{ kgcm}$$

das Moment in  $C_1$  (resp.  $C_2$ ), herrührend von  $Q_2$ , ist

$$M_2 = -\frac{Q_2 l_2}{12} + \frac{2EJ\alpha}{l_2} = -\frac{37113,4 \cdot 36}{12} + \frac{2JE\alpha}{l_2} = -111340,2 + \frac{2JE\alpha}{l_2}$$

Es muss aber sein

$$M_1 = -M_2$$

Folglich ist

$$\frac{2JE\alpha}{l_2} = -368170,1$$



Das Moment in der Mitte ergibt sich jetzt

$$M = \frac{Q_2 l_2}{24} + \frac{2 J E \alpha}{l_2} = 55670,1 - 368170,1 = -312500 \text{ kgcm}$$

Das grösste Moment findet also in  $C_1$  und  $C_2$  statt und ist

$$M = 479510,3 \text{ kgcm}$$

Unter Annahme des Querschnittes Fig. 14, resp. Fig. 15 ergibt sich

$$e = \frac{1}{2} \frac{8 \cdot 23^2 + 82 \cdot 5^2}{8 \cdot 23 + 82 \cdot 5} = 5,3 \text{ cm} \quad e_1 = 17,7 \text{ cm}$$

Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 90 (5,3)^3 + 8 (17,7)^3 - 82 (0,3)^3 \} = 19253$$

Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e} = 3632$$

Folglich ist die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = 132 \text{ kgr pro qcm}$$

Kopfplatte. Betrachten wir dieselbe als einen an beiden Enden frei aufliegenden Träger, der in zwei Punkten durch concentrirte Kräfte belastet ist; dann ist das Moment von  $C_1$  bis  $C_2$  (Fig. 16) constant, und zwar

$$M = Q \cdot 30,5 = 1525000 \text{ kgcm}$$

Unter Annahme des Querschnittes Fig. 17, resp. Fig. 18 ergibt sich

$$e = \frac{1}{2} \frac{8 \cdot 30^2 + 68 \cdot 4,4^2}{8 \cdot 30 + 68 \cdot 4,4} = 7,9 \text{ cm} \quad e_1 = 22,1 \text{ cm}$$

Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 76 (7,9)^3 + 8 \cdot (22,1)^3 - 68 \cdot (3,5)^3 \} = 40302$$

Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{40302}{22,1} = 5101,5$$

Folglich ist die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = \frac{1525000}{5101,5} = 299 \text{ kgr pro qcm}$$

Dynamometer. Derselbe ist an der Kopfplatte angebracht; er besteht im Wesentlichen darin, dass die Durchbiegung der Kopfplatte durch Hebelübersetzung stark vergrössert auf einen Zeiger übertragen wird, der sich längs einer Skala bewegt.



Die Durchbiegung der Kopfplatte lässt sich annähernd berechnen nach der Formel

$$\delta = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3}{48}$$

Hierin ist

$$\begin{aligned} P &= 100000 \text{ kgr} & l &= 97 \text{ cm} \\ E &= 1000000 & J &= 40302 \end{aligned}$$

Damit ergibt sich

$$\delta = 0,047 \text{ cm}$$

$$\text{Es sei die Hebelübersetzung (doppelt)} = \frac{1}{2,94} \cdot \frac{1}{96} = \frac{1}{28224}$$

dann beträgt die Länge der Skala

$$l = \delta \cdot 282,24 = 0,047 \cdot 282,24 = 13,3 \text{ cm}$$

P. Heinerici.

## Hydraulische Packpresse mit Handpumpe.

(Blatt 4 und 5.)

### Programm.

Das Pumpwerk ist zum Speisen von zwei gleichen Pressen bestimmt.

|                                              |                  |
|----------------------------------------------|------------------|
| Grösste auszuübende Pressung . . . . .       | = 150000 kgr     |
| Grösster Wasserdruck angenommen zu . . . . . | 200 Atm.         |
| Lichte Höhe des Laderaums . . . . .          | = 1,80 m         |
| Grösster Hub des Presskolbens . . . . .      | = $\frac{6}{10}$ |
| jener Lichthöhe.                             |                  |

$$\text{Länge der Pressplatte . . . . .} = 1,15 \text{ „}$$

$$\text{Breite derselben . . . . .} = 0,85 \text{ „}$$

Wegen des stark veränderlichen Widerstandes ist das Pumpwerk mit zwei abstellbaren Pumpen (einer grösseren und einer kleineren) zu versehen und der Drehzapfen des Druckhebels zum Umstecken einzurichten.

$$\text{Länge des Handhebels . . . . .} = 1,68 \text{ „}$$

Im letzten Stadium der Pressung sind zwei Arbeiter an diesem Hebel thätig und kann (für



kurze Dauer) auf den Einzelnen ein grösster  
 Druck von . . . . . ca. 30 kgr  
 angenommen werden.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Der durch die Reibung und das Eigengewicht  
 des Presskolbens und Presstisches verursachte Druckverlust  
 betrage . . . . . ca. 3000 kgr

Der Presskolbendurchmesser  $D$  bestimmt sich  
 dann aus der Gleichung

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot 200 \cdot 1,033 = 153000$$

mit . . . . .  $D = 31$  cm

Presscylinder. Mit Annahme eines Spielraums von 3 „  
 erhält man den inneren Cylinderdurchmesser . .  $D_1 = 34$  „

Es ist dann die Wandstärke mit  $m = 4$

$$\delta = \frac{34}{2} \left\{ \sqrt{\frac{4 \cdot 475 + 3 \cdot 200 \cdot 1,033}{4 \cdot 475 - 5 \cdot 200 \cdot 1,033}} - 1 \right\} . . . = 12 \text{ „}$$

Presshelm. Wir betrachten denselben als an beiden Seiten  
 fest eingespannt und gleichmässig belastet. Das biegende Moment  
 für den gefährlichsten Querschnitt ist dann

$$M_{\max} = \frac{1}{12} Pl = \frac{1}{12} \cdot 150000 \cdot 115 . . . = 1437500 \text{ kgr}$$

Mit Annahme des Querschnitts Fig. 19 und eines Festigkeits-  
 coefficienten  $k = 215$  kgr pro qcm ergibt sich das Widerstands-  
 moment:

$$W = \frac{M_{\max}}{k} = \frac{1437500}{215} = \frac{a h^3 - a_1 h_1^3}{6 h}$$

und hieraus mit  $a = 85$ ;  $h = 25$  und  $a_1 = 65$  cm die Höhe  
 $h_1 = 17$  cm.

Presstisch. Das biegende Moment für den gefährlichsten  
 Querschnitt ist

$$M = \frac{75000 \cdot 33,5}{57} \cdot \frac{33,5}{2} . . . = \approx 720000 \text{ kgcm}$$

Der Abstand  $e$  (Fig. 20) der am stärksten  
 gezogenen Faser von der Schwerpunktsfaser ist:

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{18 \cdot 17^2 + (85 - 18) 6^2}{18 \cdot 17 + (85 - 18) 6} . . . = 5,3 \text{ cm}$$



Es ist ferner das Trägheitsmoment in Bezug auf die Schwerpunktsachse:

$$J = \frac{1}{3} (85 \cdot 5,3^3 + 18 \cdot (17 - 5,3)^3 - (85 - 18)(-0,7)^3) = 13822$$

Daher das Widerstandsmoment:

für Zug:  $W_z = \frac{J}{e}$  und für Druck  $= W_d = \frac{J}{17-e}$

folglich  $k_z = \frac{M}{W_z} = 270 \text{ kgr pro qcm für Zug}$

und  $k_d = \frac{M}{W_d} = 610 \text{ kgr pro qcm für Druck.}$

Es bietet somit dieser Querschnitt hinlänglich Sicherheit dar.

Verbindungsstangen. Jede der 4 Stangen ist mit

$$\frac{1}{4} \cdot 150000 = 37500 \text{ kgr}$$

auf Zug beansprucht. Mit  $k = 475 \text{ kgr pro qcm}$  ergibt sich daher der nöthige Querschnitt

$$= 78,5 \text{ qcm}$$

welcher einem Durchmesser von 10 cm entspricht.

### Berechnung der Pumpe.

Pumpenkolben. Mit Annahme eines Hebelverhältnisses gleich 168:14 und dem grössten von den 2 Arbeitern auszuübenden Druck . . . . . = 60 kgr ergibt sich der kleinere Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{168}{14} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{60}{200 \cdot 1,033}} \cdot \cdot \cdot = 2,1 \text{ cm}$$

Mit Rücksicht auf die Reibung wurde jedoch  $d$  nur = 2 cm ausgeführt.

Behufs schnellerer Füllung der Pressen wurde der Kolbendurchmesser der grösseren Pumpe . . = 4 cm angenommen.

Hebel. Für den gefährlichsten Querschnitt desselben haben wir ein biegendes Moment

$$M = 2 \cdot 30 (168 - 14) \cdot \cdot \cdot = 9240 \text{ kgcm}$$

mit Annahme eines Festigkeitscoefficienten . .  $k = 500$

wird alsdann das Widerstandsmoment dieses Querschnitts

$$W = \frac{M}{k} = 18,5$$

welches einem rechteckigen Querschnitt von der Höhe 6,6 cm und der Breite 2,5 cm entspricht.



Sicherheitsventil. Der Durchmesser des Ventils sei . . . . . = 0,8 cm  
angenommen. Der auf die Ventilfläche ausgeübte grösste Druck wird alsdann

$$= \frac{0,8^2 \cdot \pi}{4} \cdot 200 \cdot 1,033 \quad . . . . . = 103 \text{ kgr}$$

Mit einem angenommenen Hebelverhältniss von 20 : 2,5 erhält man sodann das anzuhängende Gewicht

$$= \frac{2,5 \cdot 103}{20} \quad . . . . . = 12,8 \text{ kgr}$$

L. Hahner.

## Hydraulische Zuckerpresse mit Pumpwerk.

(Blatt 6 und 7.)

### Programm.

Die Presse dient zum Extrahiren von Säften (aus Zuckerrüben und dergl.) und erhält die Einrichtung wie auf Blatt 6.

Form des Presstisches rechteckig mit . . . 0,60 und 0,65 m  
Seite der wirksamen Pressfläche.

Grösste auszuübende Pressung . . . . .  $p = 50 \text{ kgr}$   
pro qcm Pressfläche.

Grösster Wasserdruck im Cylinder (angenommen) . . . . .  $p_i = 200 \text{ Atm.}$

Lichte Höhe des Laderaumes . . . . . 1,10 m

Grösste Zusammendrückung der Presslinge  
auf ca. . . . .  $\frac{4}{10}$   
ihres ursprünglichen Volumens.

Das Anwachsen des Widerstandes in den Pressen ist durch die Druckkurve (Fig. 30) annähernd dargestellt.

Das Pumpwerk soll . . . . . 8 Stück  
solcher Pressen speisen.

Dasselbe wird von einer Deckentransmission,  
die . . . . .  $n = 100 \text{ Touren}$   
pro Minute macht, angetrieben.



Mittlere Kolbengeschwindigkeit der Pumpen

(angenommen) . . . . .  $c = 0,33$  m  
pro Sekunde.

Lieferung derselben ca. . . . . 90 %

Das Pumpwerk soll so gross gemacht werden,

dass, wenn sämtliche Pressen gleichzeitig

arbeiten, eine vollständige Pressung in . . . 25 Min.

ausgeführt wird, wovon ca. . . . . 10 Min.

auf Laden, Ablassen und Auslegen gerechnet werden können.

Die Pumpen sind mit selbsthätiger Abstellvorrichtung zu versehen, und sollen diese so regulirt werden, dass die Veränderungen im Gesamtwiderstande möglichst gering werden.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Maximaldruck auf die Fläche des Press-  
tisches

$$P = 60 \cdot 65 \cdot p = 60 \cdot 65 \cdot 50 = 195000 \text{ kgr}$$

Maximaldruck auf die Fläche des Kolbens

$$= \frac{\pi D^2}{4} p_i \cdot 1,033 = 206,6 \frac{\pi D^2}{4}$$

Sieht man von der Reibung und vom Eigengewichte des Kolbens ab, so erhält man aus Gleichung

$$206,6 \frac{\pi D^2}{4} = 195000$$

den Durchmesser der Presskolben . . . . .  $D = 34,7$  cm

Aus der gegebenen Höhe des Laderaumes und aus der grössten Zusammendrückung der Press-  
linge ergibt sich sodann der grösste Hub des

Presskolbens . . . . .  $H = 66$  „

Presscylinder. Spielraum zwischen Kolben und innerer  
Cylinderwandung angenommen . . . . . 2,15 cm

daher innerer Cylinderdurchmesser . . . . . 39 „

damit ergibt sich die Wandstärke

$$\delta = \frac{39}{2} \left\{ \sqrt{\frac{4 \cdot 450 + 3 \cdot 205,56}{4 \cdot 450 - 5 \cdot 205,56}} - 1 \right\} . . . = 15,5 \text{ „}$$

Säulen der Presse. Grösste Inanspruchnahme einer Säule



$$= \frac{P}{4} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 48750 \text{ kgr}$$

Aus Gleichung

$$\frac{\pi \Delta^2}{4} = \frac{47750}{k}$$

ergibt sich mit

$$k = 600$$

der Durchmesser einer Säule. . . . .  $\Delta = 10,2 \text{ cm}$

Presshelm. Den Presshelm kann man als einen an seinen beiden Enden eingespannten, gleichförmig belasteten Balken betrachten. Die Entfernung zweier Säulen ist  $l = 100 \text{ cm}$

Nimmt man nun an, dass sich die Belastung gleichförmig auf diese ganze Länge vertheilt, so erhält man das biegende Moment in der Mitte

$$M_{\max} = \frac{1}{12} P l = \frac{195000 \cdot 100}{12} = 1625000 \text{ kgcm}$$

Unter Annahme der Querschnittsform Fig. 21 ergibt sich das Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{60 \cdot 28^3 - 36 \cdot 15^3}{12} = 1195620$$

das Widerstandsmoment

$$W = -\frac{J}{14} = 7117$$

somit auf Druck und Zug

$$k = \frac{M}{W} = 228 \text{ kgr pro qcm}$$

Presstisch. Betrachten wir den über den Kolben herüberragenden Theil des Presstisches als an der einen Seite fest eingespannt und nehmen wir an, auf denselben sei  $\frac{1}{4}$  des vollen Druckes gleichförmig vertheilt. Dann ist das biegende Moment für den gefährlichsten Querschnitt (Fig. 22)

$$M_{\max} = 48750 \cdot 7,5 = 365625$$

Unter Annahme der Querschnittsform Fig. 23 und Reduktion derselben auf die Form Fig. 24 ergibt sich der Abstand der Schwerpunktsaxe von den äussersten Fasern

$$\begin{cases} e = \frac{1}{2} \frac{18 \cdot 14^2 + 42 \cdot 6^2}{18 \cdot 14 + 42 \cdot 6} = 5 \text{ cm} \\ e_1 = 14 - e = 9 \text{ cm} \end{cases}$$

Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{60 \cdot 5^3 + 18 \cdot 9^3 - 42 \cdot (-1)^3\} = 6888$$



Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e} = 1377,6$$

also auf Zug

$$k = 265 \text{ kgr pro qcm}$$

Es ist das eine zulässige Inanspruchnahme und sind die gewählten Querschnittsdimensionen als ausreichend zu betrachten.

Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. Behufs Erzielung des im Programm verlangten möglichst constanten Widerstandes für die Betriebsmaschine werde die Presszeit in 4 Perioden getheilt und dem entsprechend 4 Pumpenkolben, und zwar 2 grosse und 2 kleine, deren Querschnitte sich wie 1 : 1,5 verhalten, angeordnet

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} = 1 : 1,5$$

Zu Ende einer jeden Periode werde eine Pumpe abgestellt, und zwar zuerst die grossen und dann die kleinen. Der Rechnungsgang ist derselbe wie auf Seite 42—45, die Durchführung der Rechnung ergibt die in folgender Tabelle zusammengestellten Resultate:

|                                                             | 1te                   | 2te                     | 3te                   | 4te Periode                     |
|-------------------------------------------------------------|-----------------------|-------------------------|-----------------------|---------------------------------|
| Wirksame Kolbenfläche während der Perioden . . . . .        | $5 \frac{\pi d^2}{4}$ | $3,5 \frac{\pi d^2}{4}$ | $2 \frac{\pi d^2}{4}$ | $\frac{\pi d^2}{4} \text{ qcm}$ |
| Wasserdruck zu Ende der Perioden . . . . .                  | 40                    | 57,2                    | 100                   | 200 Atm.                        |
| Hubstücke der Presskolben in den einzelnen Perioden . . . . | 33,2                  | 12,8                    | 9,8                   | 10,2 cm                         |
| Dauer der Perioden . . . . .                                | 236                   | 128                     | 172                   | 364 Sec.                        |

Die von den Pumpen während der Presszeit gelieferte Wassermenge muss der für die 8 Presscylinder erforderlichen Wassermenge gleich sein. Da die Pumpen einfach wirkend sind und ihr Förderungsgrad 0,9 ist, so folgt



$$0,5 \cdot 0,9 \cdot 5 \frac{\pi d^2}{4} c \cdot 236 + 0,5 \cdot 0,9 \cdot 3,5 \frac{\pi d^2}{4} \cdot c \cdot 128 \\ + 0,5 \cdot 0,9 \cdot 2 \frac{\pi d^2}{4} c \cdot 172 + 0,5 \cdot 0,9 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot c \cdot 364 = 8 \frac{\pi d^2}{4} \cdot H$$

Hieraus ergibt sich der Durchmesser der kleinen Pumpen

$$d = 4,3 \text{ cm}$$

und damit der Durchmesser der grösseren

Pumpen . . . . .  $d_1 = 5,3 \text{ „}$

Hub der Pumpenkolben (angenommen) .  $h = 30 \text{ „}$

mithin Tourenzahl der Kurbelwelle

$$n_1 = \frac{60 \cdot c}{2 h} = \frac{60 \cdot 33}{2 \cdot 30} = 33 \text{ pro Min.}$$

also Uebersetzungsverhältniss  $\frac{n}{n_1} = \frac{100}{33} \quad . \quad . \quad = 3$

Grösster Kolbendruck

$$L = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot 1,033 = 0,78 \cdot 4,3^2 \cdot 206,6 = 3000 \text{ kgr}$$

Nutzpferdestärke

$$N = \frac{0,5 L \cdot c}{75} = 6,6$$

Da das Pumpwerk klein ist, kann man ca. 50 % Verlust einrechnen, somit effektive Pferdestärke

$$N_e = 1,5 N \quad . \quad . \quad . \quad = 9,9$$

Um einen gleichförmigen Gang des Pumpwerkes zu erzielen, wurde die feste Riemenscheibe als Schwungrad benutzt, indem ihr Kranz derart verstärkt wurde, dass er ein Gewicht von 600 kgr erhielt.

Pumpenkörper. Innerer Durchmesser für die kleinen Pumpen (angenommen) . . . . .  $d' = d + 1 = 5,3 \text{ cm}$

Innerer Durchmesser für die grösseren Pumpen (angenommen) . . . . .  $d_1' = d_1 + 1 = 6,3 \text{ „}$

Die Wandstärke  $\delta_1$  der Pumpenkörper ergibt sich analog, wie beim Presscylinder  $\delta_1 = 3 \text{ „}$

Sicherheitsventil. Jeder Pumpenkörper erhält ein Sicherheitsventil.

Durchmesser des Ventils (angenommen) . . . = 1,6 cm

Maximaldruck auf dasselbe  $= \frac{\pi 1,6^2}{4} p_i \cdot 1,033 \quad . \quad = 415 \text{ kgr}$

Hebelverhältniss (angenommen) . . . . . =  $\frac{1}{10}$

daher nöthiges Gewicht ca.  $415 \cdot \frac{1}{10} \quad . \quad . \quad = 41,5 \text{ kgr}$



Abstellvorrichtung. Es sei der Durchmesser der Abstellkolben für die grösseren Pumpen . . . . . = 3 cm  
und der Durchmesser der Abstellkolben für die kleineren Pumpen . . . . . = 2,5 „  
und das Hebelverhältniss (angenommen) . . .  $\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{30}$   
dann ist

|                                                             | 1te | 2te  | 3te  | 4te<br>Abstellung |
|-------------------------------------------------------------|-----|------|------|-------------------|
| Maximaldruck auf die Fläche<br>des Abstellkolbens . . . . . | 290 | 412  | 506  | 1012 kgr          |
| Nöthiges Gewicht . . . . .                                  | 9,7 | 13,7 | 16,9 | 33,7 „            |

F. Wieber.

Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk. (Blatt 8 u. 9.)

Programm.

Es sollen 8 Vertikalpressen mit trapezförmigen Pressplatten durch ein Pumpwerk gespeist werden, das 8 einfachwirkende Pumpen enthält, die zu je vier an einen Balancier angehängt sind. Die beiden Balanciers werden durch eine doppelt gekröpfte Vorlege swelle, die an der Decke angebracht ist, und von der Haupttransmission mittelst Riemen angetrieben wird, in Bewegung gesetzt.

Anzahl der Pressplatten in einer Presse . = 10  
Länge der Kuchen . . . . . 48 cm  
Breite der trapezförmigen Kuchen . . . = 25 „ u. 18 cm  
Lichtraum zwischen zwei Pressplatten . . 5,5 „  
Grösster auf die Kuchen auszuübender Druck  
pr. qcm Kuchenfläche . . . . .  $p = 200$  kgr  
Grösster Wasserdruck im Cylinder . . . = 280 Atm.  
Stärkste Zusammendrückung der Ladung bis  
auf ca.  $\frac{1}{3}$  des ursprünglichen Volumens.  
Das Anwachsen des Widerstandes in den Pressen ist durch die Druckkurve Fig. 30 annähernd dargestellt.



Tourenzahl der Haupttransmission . . . .  $n = 80$  pr. Min.

Mittlere Kolbengeschwindigkeit der äusseren

Pumpe . . . . .  $c = 33$  cm pr. Sec.

Die Pumpen sind mit selbstthätigen Abstellvorrichtungen zu versehen, die so anzuordnen sind, dass der Gesamtwiderstand möglichst wenig veränderlich ist.

Unter der Voraussetzung, dass sämtliche 8 Pressen gleichzeitig angelassen werden,

betrage die Dauer einer Pressperiode . . . 15 Min.,

wovon auf Laden und Entleeren ca. . . 6 „

gerechnet werden können.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Die Presskuchenfläche ist

$$= \frac{18 + 25}{2} \cdot 48 = 1032 \text{ qcm}$$

somit der Maximaldruck auf die ganze Presskuchenfläche

$$P = 200 \cdot 1032 = 206400 \text{ kgr}$$

Da nun der grösste specifische Wasserdruck im Cylinder

$$p_s = 1,033 \cdot 280 = 289 \text{ kgr. pro qcm}$$

angenommen wurde, so ergibt sich der Durchmesser des Presskolbens  $D$ , wenn wir von der Reibung desselben absehen, aus der Gleichung

$$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_s$$

oder

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 206400}{3,14 \cdot 289}} = 30,2 \text{ cm}$$

Der Presskolben wird hohl in Gusseisen ausgeführt.

Der Hub des Presskolbens folgt aus der Anzahl der Pressplatten und dem Lichtraum zwischen je zwei derselben unter Annahme der stärksten Zusammendrückung der Ladung auf  $\frac{1}{3}$  des ursprünglichen Volumens zu

$$H = \frac{2}{3} \cdot 5,5 \cdot 10 = \approx 36 \text{ cm}$$

Presscylinder. Um noch einen hinreichenden Spielraum



zwischen Cylinderwand und Presskolben zu erhalten, machen wir den inneren Durchmesser des Presscylinders

$$D_1 = 33 \text{ cm}$$

Damit ergibt sich die Wandstärke des Cylinders nach der Formel

$$S = \frac{D_1}{2} \left\{ \sqrt{\frac{k + p_s}{k - p_s}} - 1 \right\} = \frac{33}{2} \left\{ \sqrt{\frac{450 + 289}{450 - 289}} - 1 \right\} = 18 \text{ cm}$$

Säulen der Presse. Grösste Inanspruchnahme einer Säule auf Zug  $= \frac{P}{4} = \frac{206400}{4} \dots \dots \dots = 51600 \text{ kgr}$   
somit ist der Querschnitt einer Säule

$$F = \frac{P}{4k} = \frac{51600}{700} = 73,7 \text{ qcm}$$

Man erhält daher bei Annahme eines runden Querschnitts den Durchmesser der Presssäule zu

$$d = 9,6 \text{ cm}$$

Presshelm. Behufs einer annähernden Berechnung des Presshelms kann man denselben als einen an seinen beiden Enden frei aufliegenden Träger betrachten, der in der Mitte durch die Kraft  $P$  belastet ist. Man ist umsomehr zu dieser Annahme berechtigt, als der Presshelm eine rechteckige Grundform hat, und als wegen der angegossenen Kuchenkammer ein Durchbiegen in der Richtung der kleineren Seite des Rechtecks wohl kaum eintreten kann.

Sonach ist das grösste biegende Moment

$$M_{\max} = P \frac{l}{4} = \frac{206400 \cdot 84}{4} = 4334400 \text{ kgcm}$$

Wenn wir nun dem Presshelm den Querschnitt Fig. 25 geben, der sich auf den Querschnitt Fig. 26 reduciren lässt, so ergibt sich das Trägheitsmoment desselben für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{12} \{ 76 \cdot 30^3 - 40 \cdot 20^3 \} = 144333$$

also das Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{\frac{1}{2} h} = \frac{144333}{15} = 9622$$

Damit wird der Festigkeitscoefficient für Gusseisen

$$k = \frac{M}{W} = \frac{4334400}{9622} = 450 \text{ kgr pro qcm}$$

(auf Zug und Druck).

Obgleich dieser Festigkeitscoefficient bezüglich der Inanspruchnahme auf Zug etwas hoch erscheint, so können wir ihn doch



beibehalten, da unsere Annahmen hinsichtlich der Auflage und Belastung des Trägers etwas zu ungünstig sind. Einmal ist wegen der beträchtlichen Dicke der Zugstangen die Auflage des Presshelms keine ganz freie und andererseits ist die Belastung nicht in einem Punkte concentrirt, sondern in der Mitte auf die Kuchenbreite von 22 cm vertheilt.

### Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. In dem vorliegenden Falle, wo die 8 Pumpen zu je 4 an einen Balancier angehängt werden sollen, können wir die Presszeit in vier Perioden eintheilen und die Anordnung so treffen, dass am Ende einer jeden Pressperiode zwei Pumpen abgestellt werden, und zwar zuerst die grösseren und dann die kleineren. Um dann aber zu ermöglichen, dass der Betriebswiderstand des Pumpwerks annähernd constant ist, muss man die beiden Kröpfungen der Welle, durch welche die zwei Balanciers bewegt werden, um  $180^\circ$  gegeneinander versetzen, so dass beständig die Hälfte der wirksamen Pumpen saugt, während die andere Hälfte Wasser in die Pressen treibt.

Nun ergeben sich analog den Auseinandersetzungen auf Seite 42—45 folgende tabellarisch zusammengestellte Werthe:

| Press-<br>periode | Wirksame Kolben-<br>fläche während<br>derselben | Specifischer Wasser-<br>druck am Ende<br>derselben | Hub des Presskolbens<br>während derselben |
|-------------------|-------------------------------------------------|----------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| 1                 | $6 \frac{\pi d^2}{4}$                           | 46,6 Atm.                                          | $h_1 = 108 \text{ mm}$                    |
| 2                 | $4 \frac{\pi d^2}{4}$                           | 70 Atm.                                            | $h_2 = 66 \text{ mm}$                     |
| 3                 | $2 \frac{\pi d^2}{4}$                           | 140 Atm.                                           | $h_3 = 117 \text{ mm}$                    |
| 4                 | $\frac{\pi d^2}{4}$                             | 280 Atm.                                           | $h_4 = 69 \text{ mm}$                     |

Da die Pumpen in Folge ihrer Aufhängung ungleichen Hub haben, so werden sich die Zeiten der einzelnen Pressperioden verhalten direct wie die entsprechenden Hube des Presskolbens und umgekehrt wie die Volumina, welche die wirksamen Kolbenflächen der in den betreffenden Pressperioden in Thätigkeit befindlichen Pumpen bei einem Hube des Balancier durchlaufen.



Somit haben wir, da der Hub der kleineren Pumpen  $\frac{2}{3}$  von dem der grösseren ist, folgende Gleichungen:

$$\frac{t_2}{t_1} = \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{4 \frac{\pi d^2}{4} \cdot h' + 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{2}{3} h'}{2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot h' + 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{2}{3} h'} = \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{16}{10}$$

und folglich

$$t_2 = t_1 \cdot \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{16}{10} = t_1 \cdot \frac{66}{108} \cdot \frac{16}{10} = 0,976 t_1$$

Ebenso ergibt sich

$$\frac{t_3}{t_1} = \frac{h_3}{h_1} \cdot \frac{\frac{\pi d^2}{4} h' \left(4 + \frac{4}{3}\right)}{\frac{\pi d^2}{4} h' \left(\frac{4}{3}\right)} = \frac{h_3}{h_1} \cdot \frac{16}{4}$$

also

$$t_3 = t_1 \cdot \frac{117}{108} \cdot \frac{16}{4} = 4,333 t_1$$

Ferner ist

$$\frac{t_4}{t_1} = \frac{h_4}{h_1} \cdot \frac{\frac{\pi d^2}{4} h' \left(4 + \frac{4}{3}\right)}{\frac{\pi d^2}{4} h' \frac{2}{3}} = \frac{h_4}{h_1} \cdot \frac{16}{2}$$

also

$$t_4 = t_1 \cdot \frac{69}{108} \cdot \frac{16}{2} = 5,111 t_1$$

wobei mit  $h'$  der Hub der grösseren Pumpen bezeichnet war.

Nun soll aber die Dauer einer Pressung, ausschliesslich der Zeit für Laden und Entleeren der Pressen 9 Minuten betragen; wir haben sonach die Gleichung

$$t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 9 \cdot 60 = 540 \text{ Sekunden.}$$

Folglich wird, wenn man obige Gleichungen benutzt

$$t_1 (1 + 0,976 + 4,333 + 5,111) = 540$$

woraus folgt

|                 |              |                           |         |                     |
|-----------------|--------------|---------------------------|---------|---------------------|
| Zeit der ersten | Pressperiode | $t_1 = \frac{540}{11,42}$ | . . . . | $= 48 \text{ Sek.}$ |
| „ „             | zweiten      | $t_2 = 0,976 t_1$         | . . .   | $= 46 \text{ „}$    |
| „ „             | dritten      | $t_3 = 4,333 t_1$         | . . .   | $= 205 \text{ „}$   |
| „ „             | vierten      | $t_4 = 5,111 t_1$         | . . .   | $= 241 \text{ „}$   |
|                 |              |                           |         | $540 \text{ Sek.}$  |

Wenn wir nun den Förderungsgrad der Pumpen zu 0,90 annehmen, so erhalten wir, da die Pumpen einfachwirkend sind, folgende Beziehung:

$$540 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{2}{3} c + 299 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{2}{3} c + 94 \cdot \frac{1}{2} \cdot 2 \frac{\pi d_1^2}{4} c + 48 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot c = 1,1 \cdot 4 \frac{\pi D^2}{4} \cdot H$$



oder

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \left\{ 540 \cdot \frac{1}{2} \cdot 22 + 299 \cdot \frac{1}{2} \cdot 22 + 94 \cdot 33 + 48 \cdot 33 \right\} = 135480 \text{ cbcm}$$

also

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{135480}{13596} = 9,74$$

Sonach wird der Durchmesser der kleineren Pumpenkolben

$$d_1 = 3,5 \text{ cm.}$$

und der Durchmesser der grösseren Pumpenkolben

$$d = 5,0 \text{ cm}$$

Bezeichnen wir nun mit  $h$  den Hub der äusseren, grösseren Pumpenkolben, und nehmen wir an, dass die Vorgelegswelle wie die Hauptwelle 80 Touren pro Minute mache, so besteht die Beziehung:

$$c = 2 h \cdot \frac{80}{60} = \frac{8}{3} h$$

also

$$h = 12,37 \text{ cm}$$

Somit wird der Hub der inneren Pumpenkolben

$$h' = \frac{2}{3} h = 8,24 \text{ cm}$$

Der Maximalkolbendruck am Ende der vierten Pressperiode

$$= \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 289 = 9,74 \cdot 289 = 2814 \text{ kgr}$$

Somit ist die erforderliche Betriebskraft in Pferdestärken

$$N = \frac{2814 \cdot \frac{2}{3} c}{75} = \frac{2814 \cdot 0,22}{75} = 8,2 \text{ Pfd.}$$

und mit ca. 30 % passiver Widerstände ist  $N_{\max} = 10,6$  Pferdestärken.

Wandstärke der Pumpen. Dieselbe bestimmt sich nach der Formel

$$S = 0,003 \cdot 280 \cdot 4,5 + 0,6 = 4,3 \text{ cm}$$

Wir geben den grossen Pumpen eine Wandstärke von 3,5 cm

Balancier. Die Kraft, die zu Ende einer jeden Periode von der gekröpften Welle aus durch die Schubstange auf das Balancierende wirkt

$$P = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 1,033 \cdot 280 \frac{l}{L} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{9,74 \cdot 289}{0,90} \cdot \frac{1}{3} = 1042 \text{ kgr}$$

Sonach ist der Druck auf die Balancierachse im Maximum



$$P' = 1042 \cdot \frac{96}{24} = 4168 \text{ kgr}$$

und es wird folglich der Durchmesser der Zapfen der Balancierachse

$$d = 0,133 \sqrt{\frac{P'}{2}} = 0,133 \cdot \sqrt{2084} = 6,15 \text{ cm}$$

Dem entsprechend geben wir der Balancierachse in der Mitte eine Stärke von 8 cm

Der Balancier selbst ist aus Blech construiert. Die Dicke eines jeden der beiden Seitenbleche sei 1,5 cm. Dann erhalten wir unter Zugrundelegung des Festigkeitscoefficienten  $k = 500$  die Höhe des Balancier in der Mitte vermöge der Gleichung

$$Pl = Wk = \frac{1}{6} b h^2 k$$

also

$$1042 \cdot 72 = \frac{500 \cdot 3 \cdot h^2}{6}$$

woraus folgt

$$h = 18 \text{ cm}$$

Sicherheitsventil. Der Durchmesser desselben sei angenommen zu 1,5 cm und das Hebelverhältniss  $\frac{a}{b} = \frac{1}{10}$ . Dann ist das am Ende des Hebels anzuhängende Gewicht

$$Q = p \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot \frac{a}{b} = 289 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} \cdot \frac{1}{10} = 51 \text{ kgr}$$

ohne Rücksicht auf das Eigengewicht des Hebels.

Abstellvorrichtung. Nehmen wir den Durchmesser der Kolben der selbstthätigen Abstellvorrichtung für die äusseren Pumpen zu 1,8 cm und für die inneren zu 2,4 cm sowie das Hebelverhältniss für die äusseren Pumpen zu  $\frac{1}{7}$ , für die inneren dagegen zu  $\frac{1}{7} \cdot \frac{1}{8} = \frac{1}{56}$  an, so ergibt sich das am Hebelende der ersten Abstellvorrichtung anzubringende Gewicht

$$G_1 = 46,6 \cdot 1,033 \cdot \frac{\pi \cdot 1,8^2}{4} \cdot \frac{1}{7} = 17,3 \text{ kgr}$$

Da nun die an den Hebelenden anzubringenden Gewichte sich verhalten direct, wie die auf die Kolben wirkenden specifischen Wasserpressungen und direct wie die Flächen dieser Druckkolben, umgekehrt aber wie die Hebelübersetzungen, so erhält man das Gewicht der zweiten Abstellvorrichtung

$$G_2 = G_1 \cdot \frac{70,0}{46,6} = 17,3 \cdot \frac{70}{46,6} = 26 \text{ kgr}$$

das Gewicht der dritten Abstellvorrichtung



$$G_3 = G_1 \cdot \frac{140}{46,6} \cdot \frac{2,4^2}{1,8^2} \cdot \frac{7}{56} = 11,5 \text{ kgr}$$

das Gewicht der vierten Abstellvorrichtung

$$G_4 = G_1 \cdot \frac{280}{46,6} \cdot \frac{2,4^2}{1,8^2} \cdot \frac{7}{56} = 23 \text{ kgr.}$$

C. Fritsch.

## Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk. (Blatt 10.)

### Programm.

Die Presse erhält vier trapezförmige Presskasten.

|                                                            |                      |
|------------------------------------------------------------|----------------------|
| Länge der Pressfläche . . . . .                            | = 0,75 m             |
| Breite derselben vorn (Ladeseite) . . .                    | = 0,30 „             |
| Breite derselben hinten . . . . .                          | = 0,20 „             |
| Grösster auf die Kuchen auszuübender<br>Druck . . . . .    | = 100 kgr pro qcm    |
| Grösster specifischer Wasserdruck im<br>Cylinder . . . . . | = 250 Atm.           |
| Maximalhub des Presskolbens . . . . .                      | $H = 0,28 \text{ m}$ |

Das Pumpwerk, welches . . . . . 3  
solcher Pressen zu speisen hat, wird mittelst Riemen von der Dampfmaschinenwelle aus getrieben. Dasselbe hat zwei einfach wirkende Druckpumpen, von denen die grössere (hauptsächlich zum schnellen Füllen der Presse dienend) einen Kolben von  $d_2 = 0,06 \text{ m}$  und die kleinere (zum Auspressen dienend) einen solchen von  $d_1 = 0,03 \text{ „}$  Durchmesser erhält.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit der grösseren Pumpe wird zu  $c_2 = 20 \text{ cm pro Sec.}$  und jene der kleineren Pumpe zu  $c_1 = 15 \text{ „ „ „}$  angenommen.

Wasserkasten und Gestell sind als Hohlzugsstücke auszuführen.

Die zum Betriebe der ganzen Oel-



mühleneinrichtung dienende Dampfmaschine hat eine Stärke von . . . . . 12 Pfd.  
und macht in der Minute . . . . . 80 T.

Bemerkung. Die Gleitschienen sind mit dem Gestell aus einem Stück gegossen. Die Gleitschiene der grösseren Pumpe wird am oberen Ende mit einer Aussparung versehen, um die Bewegung der Kurbelstange zu ermöglichen.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Die Grösse der Pressfläche ist

$$\frac{30 + 20}{2} \cdot 75 \quad . \quad . \quad . \quad = \quad 1875 \text{ qcm}$$

Der grösste auf die ganze Fläche auszuübende Druck ist demnach

$$= 1875 \cdot 100 \quad . \quad . \quad . \quad = 187500 \text{ kgr}$$

Mit Rücksicht auf die Reibung und auf das Eigengewicht des Presskolbens, des Presstisches und der Oelfrucht nehmen wir einen grössten Druck an von . . . . . 200000 „

Der Maximaldruck pro qcm Querschnitt ist

$$250 \cdot 1,033 \quad . \quad . \quad . \quad = \quad 258,3 \text{ „}$$

Es ergibt sich somit der Presskolbenquerschnitt

$$= \frac{200000}{258,3} \quad . \quad . \quad . \quad = \quad 773 \text{ qcm}$$

entsprechend einem Presskolbendurchmesser

$$D = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 773}{\pi}} \quad . \quad . \quad . \quad = \quad 31,4 \text{ cm}$$

Presscylinder. Mit Annahme eines Spielraums von 1,8 cm  
wird der innere Durchmesser  $D_1$  des Presscylinders gleich 35 „

Die Wandstärke desselben ist daher (mit  $m = 3$ )

$$\delta = \frac{35}{2} \left\{ \sqrt[4]{\frac{3 \cdot 550 + 2 \cdot (250 - 1) \cdot 1,033}{3 \cdot 550 - 4 \cdot (250 - 1) \cdot 1,033}} - 1 \right\} \quad . \quad . \quad = 15 \text{ „}$$

Verbindungsstangen. Jede der vier Stangen hat einen Zug von

$$\frac{187500}{4} \quad . \quad . \quad . \quad = 46875 \text{ kgr}$$

auszuhalten. Der Durchmesser  $d$  einer Stange wird daher mit  $k = 700 \text{ kgr pro qcm}$



$$d = \sqrt[3]{\frac{46875 \cdot 4}{\pi \cdot 700}} \cdot \cdot \cdot = 9,2 \text{ cm}$$

Presshelm. Betrachtet man den Helm als einen an beiden Seiten fest eingespannten und in der Mitte belasteten Träger, so ergibt sich ein biegendes Moment

$$M = \frac{Pl}{12} = \frac{187500 \cdot 65}{12} \cdot \cdot = 1015625 \text{ kgcm}$$

Nimmt man die Querschnittsform Fig. 27 an, so ergibt sich

$$e = \frac{30 \cdot 5 \cdot 15 + 2 \cdot 26 \cdot 5 \cdot 13 + 2 \cdot 30,5 \cdot 5 \cdot 2,5}{30 \cdot 5 + 2 \cdot 26 \cdot 5 + 2 \cdot 30,5 \cdot 5} = 8,9 \text{ cm}$$

und  $e_1$  somit = 21,9 cm

Das Trägheitsmoment  $J$  dieses Querschnitts mit Bezug auf die Schwerpunktsaxe ist sodann

$$J = \frac{1}{3} \{ 76 \cdot 8,9^3 - 2 \cdot 30,5 \cdot 3,9^3 + 2 \cdot 5 \cdot 17,1^3 + 5 \cdot 21,1^3 \} = 48260$$

somit  $\frac{J}{e} = 2280$  und  $\frac{J}{e_1} = 5420$

und  $k$  die Inanspruchnahme der äussersten gezogenen Faser ist somit pro qcm

$$= \frac{1015625}{2280} \cdot \cdot \cdot = 445 \text{ kgr}$$

und  $k_1$  die Inanspruchnahme der äussersten gedrückten Faser ist pro qcm

$$= \frac{1015625}{5420} \cdot \cdot \cdot = 187 \text{ „}$$

### Berechnung des Pumpwerks.

Pressdauer. Das erforderliche Wasserquantum für die drei Pressen ist gleich

$$3 \cdot H \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \cdot \cdot = 65000 \text{ cbcm}$$

Die Hubhöhe des kleineren Kolbens sei  $s_1$

Die des grösseren Kolbens sei  $\cdot \cdot \cdot s_2 = 16 \text{ cm}$

Die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle pro Minute sei  $n$ .

Es ist nun

$$\frac{2 s_2 n}{60} = c_2 \text{ und hieraus } \cdot \cdot n = 37,5$$

ebenso ist  $\frac{2 s_1 n}{60} = c_1$  und also  $\cdot \cdot s_1 = 12 \text{ cm}$

Der Querschnitt  $f_1$  des kleineren Kolbens ist



$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 7,07 \text{ qcm}$$

Der Querschnitt  $f_2$  des grösseren Kolbens ist

$$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 28,28 \text{ „}$$

Das Anwachsen des Widerstandes in der Presse ist durch die Druckkurve Fig. 30 annähernd dargestellt. Nach den Angaben des Programms zerfällt eine Pressung in zwei Perioden: eine erste, während welcher die grosse und kleine Pumpe in Wirksamkeit ist, und eine zweite, während welcher die kleinere Pumpe allein arbeitet. Der spezifische Druck  $X$  zu Ende der ersten Periode und die Dauer der letzteren werden durch den Umstand bedingt, dass der Gesamtwiderstand zu Ende der Perioden gleich sein soll. Also

$$(f_1 c_1 + f_2 c_2) X = f_1 c_1 \cdot 250$$

Hieraus ergibt sich  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot X = 40 \text{ Atm.}$

Dieser Spannung entspricht eine Hubhöhe des Presskolbens (siehe Fig. 30) von  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot h_1 = 14,4 \text{ cm}$

Der Hub  $h_2$  für die zweite Periode ist somit

$$28 - 14,4 \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot h_2 = 13,6 \text{ „}$$

Die Dauer der einzelnen Pressperioden betrage  $t_1$  resp.  $t_2$  sec.

Der Förderungsgrad der Pumpe sei  $\cdot \cdot \cdot \eta = 0,91$

Da nun das während der ersten Periode für die drei Pressen nöthige Wasserquantum gleich dem während dieser Zeit von den Pumpen gelieferten Wasserquantum sein muss, so haben wir die Gleichung

$$0,91 \cdot \frac{1}{2} \cdot (f_1 c_1 + f_2 c_2) t_1 = 3 h_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Hieraus ergibt sich  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot t_1 = 108 \text{ Sec.}$

Analog haben wir für die Dauer der zweiten Pressperiode die Gleichung

$$0,91 \cdot \frac{1}{2} f_1 c_1 t_2 = 3 h_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

und hieraus  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot t_2 = 654 \text{ „}$

Die ganze Pressung erfordert somit  $\cdot \cdot \cdot \text{ca. 13 Min.}$



Pumpencylinder. Mit Annahme eines Spielraums

$$= 0,25 \text{ cm}$$

wird der innere Durchmesser . . . . .  $d_1 = 3,5$  „

Die Wandstärke ist

$$\delta_1 = \frac{3,5}{2} \left\{ \sqrt{\frac{3 \cdot 500 + 2 \cdot (250 - 1) 1,033}{3 \cdot 500 - 4 \cdot (250 - 1) 1,033}} - 1 \right\} = 2,2$$

Den innern Durchmesser des grösseren Pumpen-  
cylinders nehmen wir . . . . .

= 6,5 "

Die Wandstärke wird dann . . . . .  $\delta_2 = 1$  „

Sicherheitsventil. Wird der Durchmesser der kleineren

Pumpe . . . . . = 0,6 cm

angenommen, so ist der Maximaldruck auf das

Ventil gleich

$$\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot 250 \cdot 1,033 \cdot \cdot \cdot = 72,31 \text{ kgr}$$

Unter der Voraussetzung eines Hebelverhältnisses gleich  $5:50$  ergibt sich dann das anzuhängende Gewicht

$$= 72,31 \cdot \frac{5}{50} \quad . \quad . \quad . \quad = 7,23 \quad "$$

Für die grössere Pumpe nehmen wir einen Ventil-

durchmesser . . . . . = 1,2 cm

und ein Hebelverhältniss gleich  $7,5 : 50$ .

Das anzuhängende Gewicht wird dann

$$= \frac{\pi \cdot \overline{1,2}^2}{4} \cdot 40 \cdot 1,033 \cdot \frac{7,5}{50} \quad . \quad = \quad 7 \text{ kgr}$$

Betriebskraft. Dieselbe ist offenbar im letzten Stadium der Pressung am grössten. Zu dieser Zeit ist der Druck auf den kleineren Pumpenkolben gleich

$$7,07 \cdot 250 \cdot 1,033 \cdot \cdot \cdot = 1826,25 \text{ kgr}$$

oder mit Hinzurechnen von 40 % passiver Wider-

stände . . . . . = 2556,89 „

Die hierzu erforderliche Arbeit ist

$$= \frac{2556,89 \cdot 0,15}{75 \cdot 2} \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad = \quad 2,52 \text{ Pfd.}$$

F. Paetow.



## Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk. (Blatt 11.)

### Programm.

|                                                                                                                                                        |                                 |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Die Form der Presskästen sei rund,                                                                                                                     | Durchmesser                     |
|                                                                                                                                                        | $d = 40 \text{ cm}$             |
| Anzahl der Presskästen in jeder Presse                                                                                                                 | $= 7$                           |
| Tiefe derselben . . . . .                                                                                                                              | $= 8 \text{ cm}$                |
| Zusammendrückung des Oelsamens bis auf ca. . . . .                                                                                                     | $\frac{4}{10}$                  |
| seines ursprünglichen Volumens.                                                                                                                        |                                 |
| Erforderlicher stärkster Druck auf die Oelkuchen . . . . .                                                                                             | $p = 150 \text{ kgr. pro qcm.}$ |
| Grösster Wasserdruck in den Presscylindern angenommen zu . . . . .                                                                                     | $p_i = 250 \text{ Atm.}$        |
| Das Anwachsen des Widerstandes in den Pressen ist durch Druckkurve Fig. 30 annähernd dargestellt.                                                      |                                 |
| Das Pumpwerk, welches . . . . .                                                                                                                        | 6 Stück                         |
| derartige Pressen zu speisen hat, soll mit 3 Pumpenpaaren versehen werden.                                                                             |                                 |
| Dasselbe wird von einer Deckentransmission aus, welche . . . . .                                                                                       | $n = 100 \text{ T. p. Min.}$    |
| macht, mittelst Riemen angetrieben.                                                                                                                    |                                 |
| Die Pumpen sind mit selbstthätigen Abstellern zu versehen und sind diese so zu reguliren, dass der Gesamtwiderstand möglichst wenig veränderlich wird. |                                 |
| Mittlere Kolbengeschwindigkeit der Pumpen angenommen zu . . . . .                                                                                      | $c = 25 \text{ cm pro Sec.}$    |
| Lieferung derselben veranschlagt zu . . .                                                                                                              | $\eta = 90\%$                   |
| Die Dauer einer ganzen Pressperiode betrage . . . . .                                                                                                  | 15 Min.                         |
| wovon auf Laden und Entleeren ca. . . .                                                                                                                | 5 „                             |
| gerechnet werden können. Hierbei ist vorausgesetzt, dass sämtliche Pressen gleichzeitig angelassen werden.                                             |                                 |



## Berechnung der Presse.

Presskolben. Presskuchenfläche

$$= \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} = 1256 \text{ qcm}$$

Auszuübender Gesamtdruck auf die Kuchenfläche

$$= \frac{\pi d^2}{4} \cdot p = 1256 \cdot 150 = 188400 \text{ kgr}$$

Grösster spezifischer Druck im Cylinder

$$p_1 = 250 \cdot 1,03 = 257 \text{ kgr. pro qcm}$$

Hiermit ergibt sich der Durchmesser  $D$  des Presskolbens zufolge

$$\text{der Gleichung } P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_1$$

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 188400}{3,14 \cdot 257}} = 30,5 \text{ cm}$$

Presscylinder. Spielraum zwischen Kolben und Cylinderwandung angenommen zu 1,5 cm daher innerer Cylinderdurchmesser  $D_1$  . . . . . = 32 cm  
Wandstärke

$$\delta = 16 \left\{ -1 + \sqrt{\frac{4 \cdot 600 + 3 \cdot 257}{4 \cdot 600 - 5 \cdot 257}} \right\} = 10,9 \sim 10 \text{ cm}$$

Aus der Anzahl und der Tiefe der Presskästen, sowie der stärksten Zusammendrückung der Ladung ergibt sich, wenn noch ein Spielraum von 2,3 cm zwischen je 2 Presskästen angenommen wird, der Hub der Presskolben

$$H = 8 \cdot 7 \cdot 0,6 + 7 \cdot 2,3 = 49,7 \sim 50 \text{ cm.}$$

Säulen der Presse. Grösste Inanspruchnahme einer Säule auf Zug

$$= \frac{P}{4} = \frac{188400}{4} = 47100 \text{ kgr}$$

daher Durchmesser einer Zugstange mit  $k = 600$  für Schmiedeeisen

$$\triangle = \sqrt{\frac{47100 \cdot 4}{3,14 \cdot 600}} = 10 \text{ cm}$$

Presshelm. Zum Zweck einer annähernden Berechnung kann man denselben als einen in der Mitte belasteten und an seinen beiden Enden lose aufliegenden Träger betrachten. Es ist dann das grösste biegende Moment  $M_{\max} = P \frac{l}{4}$  oder mit  $l = 87,5$  folgt  $M_{\max} = 4121250$ . Mit Zugrundelegung des Querschnitts Fig. 28, der sich auf den Querschnitt Fig. 29 reduciren lässt ergibt sich der Abstand der am stärksten gezogenen von der Schwerpunktsfaser



$$e_z = 50 - e_d \text{ worin } e_d = \frac{1}{2} \frac{22 \cdot 50^2 + 28 \cdot 5^2}{22 \cdot 50 + 28 \cdot 5} = 22,46 \text{ cm}$$

mithin ist 
$$e_z = 27,54 \text{ cm}$$

Es ist ferner das Trägheitsmoment dieses Querschnitts in Bezug auf die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 50 \cdot 22,46^3 + 22 \cdot 27,54^3 - 28 \cdot 17,46^3 \} = 292333$$

mithin ist das Widerstandsmoment

$$W_z = \frac{J}{e_z} = \frac{292333}{27,54} = 10615$$

folglich 
$$k_z = \frac{M}{W_z} = \frac{4121250}{10615} = 388 \text{ kgr pro qcm}$$

Es bietet also dieser Querschnitt hinreichende Sicherheit dar.

**Berechnung des Pumpwerks.**

Die Berechnung ist analog wie Seite 42—45. Es wurden 3 grosse und 3 kleine Pumpen angeordnet, deren Querschnitte sich wie 1 : 1,5 verhalten. Die Rechnung ergibt dann für die grossen Pumpen einen Durchmesser = 4,4 cm und für die kleinen einen Durchmesser = 3,4 cm. Die Umdrehungszahl der Excenterwelle ist 62,5 pro Min. und der Hub der Pumpen ist  $p = 12 \text{ cm}$ . Die Anordnung und Details der Pumpen sind dieselben wie sie auf Blatt 7 dargestellt sind.

Feldmann.

**Hydraulische Oelpresse mit Pumpwerk. (Blatt 12.)**

**Programm.**

Es werden 8 Stück Vertikalpressen mit trapezförmigen Pressplatten aufgestellt. Zur Speisung dient ein Pumpwerk mit 8 einfach wirkenden Pumpen, welches von einer Deckentransmission mittelst Riemen angetrieben wird.

|                                                                                |                       |
|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| Anzahl der Pressplatten in einer Presse . . . . .                              | 10                    |
| Länge der Kuchen . . . . .                                                     | 48 cm                 |
| Breite derselben . . . . .                                                     | 25 und 18 „           |
| Zwischenraum zwischen zwei Platten . . . . .                                   | 6,5 „                 |
| Grösster auf die Kuchen auszuübender Druck (pro<br>qcm Kuchenfläche) . . . . . | $p = 180 \text{ kgr}$ |



Grösster Wasserdruck im Cylinder angenommen zu  $p_i = 250$  Atm.  
 Stärkste Zusammendrückung der Ladung bis auf ca.  $\frac{1}{3}$   
 des ursprünglichen Volumens.

Das Anwachsen des Widerstandes in den Pressen ist durch die Druckcurve Fig. 30 annähernd dargestellt.

Geschwindigkeit der Deckentransmission .  $n = 120$  T. pro Min.

Mittlere Kolbengeschwindigkeit der Pumpen

angenommen zu circa . . . . . = 25 cm pro Sec.

Die Pumpen sind mit selbstthätigen Abstellern zu versehen, welche so justirt werden sollen, dass der Gesamtwiderstand möglichst constant bleibt.

Unter der Voraussetzung, dass sämtliche Pressen gleichzeitig angelassen werden, betrage die Dauer einer Pressperiode = 15 Min.  
 wovon auf Laden und Entleeren circa . . . . . = 6 „  
 kommen.

### Berechnung der Presse.

Presskolben.

Presskuchenfläche =  $\frac{25 + 18}{2} \cdot 48$  . . = 1032 qcm

Maximaldruck auf die ganze Kuchen-

fläche  $P = 1032 \cdot 180$  . . . . = 185760 kgr

Grösster specifischer Druck im Cylinder

$p_i = 250 \cdot 1,03$  . . . . . = 257 „ pro qcm

Reibung des Kolbens schätzungsweise

angenommen zu . . . . . 2 %

Hiermit ergibt sich der Durchmesser  $D$  des Presskolbens  
 zufolge der Gleichung

$$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i$$

mithin

$$D = \sqrt{\frac{4 P}{\pi \cdot p_i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 185760}{3,14 \cdot 257}} = 30,7 \text{ cm}$$

Der Presskolben wird in Gusseisen und zwar hohl ausgeführt.  
 Es ist daher

$$\frac{\delta}{r_i} = \frac{p_a}{k} \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{p_a}{k} \right) \text{ oder } \frac{r_a}{r_i} = 1 + \frac{p_a}{k} \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{p_a}{k} \right)$$



oder mit

$$r_a = \frac{D}{2} = 15,35 \text{ cm}, \quad p_a = 257 \quad \text{und} \quad k = 500$$

folgt:

Der innere Durchmesser des Presskolbens

$$D_i = \frac{2 \cdot 15,35}{1,91} = 16 \text{ cm}$$

Der obere massive Presskolbenquerschnitt ist auf einfache Druckfestigkeit in Anspruch genommen und hat man mithin dafür die Gleichung

$$F = \frac{P}{k} = \frac{189475}{700} = 270,68 \text{ qcm}$$

woraus der Durchmesser des oberen massiven Presskolbens folgt  
 $= 18,6 \text{ cm}$

Aus der Anzahl der Pressplatten, dem Zwischenraum derselben und der stärksten Zusammendrückung der Ladung ergibt sich der Hub des Presskolbens zu

$$43,3 \text{ cm}$$

Presscylinder. Spielraum zwischen Kolben und Cylinderwandung angenommen zu

$$0,65 \text{ cm}$$

daher innerer Durchmesser des Presscylinders

$$D_1 = 32 \text{ cm}$$

Wandstärke

$$\delta = \frac{1}{2} D_1 \left\{ -1 + \sqrt{\frac{m \cdot k + (m-1) \cdot p_i}{m \cdot k - (m+1) \cdot p_i}} \right\}$$

Mit  $p_i = 257$ ;  $m = 3$  und  $k = 500$  ergibt sich dann

$$\delta = 16 \left\{ -1 + \sqrt{\frac{1500 + 514}{1500 - 1028}} \right\} = 16,96 \sim 17 \text{ cm}$$

Säulen der Presse. Grösste Inanspruchnahme einer Säule auf Zug  $= \frac{P}{4} = \frac{185760}{4} \dots \dots \dots = 46440 \text{ kgr}$

Daraus ergibt sich mit  $k = 600$  für Schmiedeeisen der Querschnitt einer Zugstange

$$F = \frac{P}{k} = \frac{46440}{600} = 77,4 \text{ qcm}$$

also bei Annahme eines quadratischen Querschnitts  
 $= 8,8 \sim 9 \text{ cm Seite.}$

Presshelm. Behufs annähernder Berechnung kann man denselben als einen an seinen beiden Enden lose aufliegenden



und in der Mitte durch die Kraft  $P$  belasteten Träger betrachten. Da nun der Druck  $P$  in der Mitte auf die ganze Breite der Presskuchenfläche  $= 2b$  vertheilt ist (siehe Fig. 31), so ist mithin das grösste biegende Moment

$$M_{\max} = \frac{P}{2} \left( a - \frac{b}{2} \right) = 92880 \cdot \left( 40,2 - \frac{11}{2} \right) = 3222936 \text{ kgcm}$$

Nimmt man nun für den Presshelm den Querschnitt Fig. 32, welcher sich auf den Querschnitt Fig. 33 reduciren lässt, so ergibt sich mit Berücksichtigung der Inanspruchnahme der oberen Fasern auf Zug und der unteren auf Druck, der Abstand der am stärksten gedrückten Faser von der neutralen:

$$e_d = \frac{1}{2} \cdot \frac{18 \cdot 35^2 + 40 \cdot 6^2 + 40 \cdot 12 \cdot 58}{18 \cdot 35 + 40 \cdot 6 + 40 \cdot 12} = 19 \text{ cm}$$

somit der Abstand der am stärksten gezogenen von der Schwerpunktsfaser

$$e_z = 35 - 19 = 16 \text{ cm}$$

Es ist ferner das Trägheitsmoment dieses Querschnitts in Bezug auf die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \left\{ 58 \cdot 19^3 + 58 \cdot 16^3 - 40 \cdot 13^3 - 40 \cdot 4^3 \right\} = \frac{544950}{3} = 181650$$

Damit werden dann die Widerstandsmomente

$$W_z = \frac{J}{e_z} = \frac{181650}{16} = 11353 \text{ und } W_d = \frac{J}{e_d} = \frac{181650}{19} = 9560$$

Es ist mithin die Inanspruchnahme auf Zug

$$k_z = \frac{M}{W_z} = \frac{3222936}{11353} = 283,8 \text{ kgr pro qcm}$$

und die Inanspruchnahme auf Druck

$$k_d = \frac{M}{W_d} = \frac{3222936}{9560} = 337,1 \text{ kgr pro qcm}$$

Der Querschnitt Fig. 32 bietet also hinreichende Sicherheit dar. Die Anordnung der Presse ist dieselbe wie auf Blatt 8.

### Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. Mit Rücksicht auf die weniger grosse Betriebsstörung bei etwa vorkommenden Reparaturen sind hier sämtliche Pumpen und Pressen in zwei getrennte Systeme getheilt worden, so dass jedes System 4 Pumpen enthält, welche 4 Pressen zu speisen haben.

Die Berechnung kann daher auf ein System beschränkt werden.

Der im Programm verlangte constante Widerstand für die Betriebsmaschine liesse sich unter anderem dadurch erreichen,



dass man die wirksame Pumpenkolbenfläche umgekehrt proportional dem Widerstande der Pressen abnehmen liesse oder, was dasselbe ist, dass das Product aus Kolbenfläche und specifischem Druck constant gehalten würde. Da dies jedoch praktisch nicht ausführbar ist, so theilt man zweckmässig die ganze Presszeit in einzelne Perioden und richtet das Pumpwerk so ein, dass der Betriebswiderstand wenigstens zu Ende einer jeden Periode derselbe ist. Der einfacheren Ausführung wegen ist es hier zweckmässig, die Pumpenquerschnitte alle gleich gross zu machen. Im vorliegenden Falle wurden entsprechend den 4 Pumpen auch 4 solcher Perioden angenommen. Während der 1<sup>ten</sup> Periode sollen Behufs schneller Füllung der Pressen und da der Widerstand am Anfang noch gering ist, alle 4 Pumpen arbeiten. Zu Ende einer jeden Periode werde dann immer eine Pumpe abgestellt, so dass zuletzt nur noch eine Pumpe allein arbeitet. Es ist daher

$$\begin{array}{llllll}
 \text{die wirksame Kolbenfläche während der } 1^{\text{ten}} \text{ Periode} & = & 4 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \\
 \text{„ „ „ „ } 2^{\text{ten}} \text{ „} & = & 3 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \\
 \text{„ „ „ „ } 3^{\text{ten}} \text{ „} & = & 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \\
 \text{„ „ „ „ } 4^{\text{ten}} \text{ „} & = & \frac{\pi d^2}{4}
 \end{array}$$

Da nun der Gesamtdruck zu Ende der einzelnen Perioden constant sein soll, so muss folglich der specifische Druck zu Ende einer jeden Periode umgekehrt proportional der wirksamen Kolbenfläche sein, und da ferner der grösste specifische Druck = 257 kgr pro qcm beträgt, so folgt

$$\begin{array}{llllll}
 \text{Specifischer Druck zu Ende der } 1^{\text{ten}} \text{ Periode } p_1 & = & \frac{257}{4} & = & 64,25 \text{ kgr} \\
 \text{„ „ „ „ } 2^{\text{ten}} \text{ „} & p_2 & = & \frac{257}{3} & = & 85,66 \text{ „} \\
 \text{„ „ „ „ } 3^{\text{ten}} \text{ „} & p_3 & = & \frac{257}{2} & = & 128,5 \text{ „} \\
 \text{„ „ „ „ } 4^{\text{ten}} \text{ „} & p_4 & = & \frac{257}{1} & = & 257 \text{ „}
 \end{array}$$

Die Druckcurve ergibt dann die diesen specifischen Drucken, also auch den einzelnen Perioden, entsprechenden Hube  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  und  $h_4$  der Presskolben, und zwar, da der ganze Hub = 43,3 cm ist, folgt  $h_1 = 28,73$  cm;  $h_2 = 4,31$  cm;  $h_3 = 4,82$  cm und  $h_4 = 5,64$  cm.

Da nun die Zeiten  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  und  $t_4$  dieser Perioden gleich den entsprechenden Hubstücken dividirt durch die Presskolbengeschwindigkeiten werden, letztere aber nicht constant, sondern



proportional den wirksamen Pumpenkolbenflächen sind, so ergeben sich diese Zeiten den Presskolbenhuben direct und den wirksamen Pumpenkolbenflächen umgekehrt proportional.

Wir haben folglich die Gleichungen

$$\frac{t_2}{t_1} = \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{4}{3} = \frac{4,31}{28,73} \cdot \frac{4}{3} = 0,2; \quad \frac{t_3}{t_1} = \frac{h_3}{h_2} \cdot \frac{4}{2} = \frac{4,82}{28,73} \cdot \frac{4}{2} = 0,334$$

$$\text{und } \frac{t_4}{t_1} = \frac{h_4}{h_1} \cdot \frac{4}{1} = \frac{5,64}{28,73} \cdot \frac{4}{1} = 0,785$$

Da nun die ganze Pressdauer 9 Minuten betragen soll, so folgt  $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 540$  Secunden oder für  $t_2$ ,  $t_3$  und  $t_4$  die aus obigen Gleichungen sich ergebenden Werthe gesetzt, gibt

$$t_1 (1 + 0,2 + 0,334 + 0,785) = 540 \text{ oder } t_1 = \frac{540}{2,319} = 232 \text{ Secunden.}$$

Durch Einsetzung dieses Werthes von  $t_1$  in die oberen Gleichungen findet man dann  $t_2 = 47$ ;  $t_3 = 78$  und  $t_4 = 183$  Sec.

Da nun das während einer ganzen Pressung für die 4 Presscylinder nöthige Wasserquantum gleich dem während dieser Zeit von den 4 Pumpen gelieferten Wasserquantum sein muss, so haben wir, wenn noch  $\eta$  den Förderungsgrad der einfach wirkenden Pumpen bezeichnet, die Gleichung

$$4 \frac{\pi D^2}{4} \cdot H = \frac{1}{2} \cdot c \cdot \left\{ 4 \frac{\pi d^2}{4} \cdot t_1 + 3 \frac{\pi d^2}{4} \cdot t_2 + 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot t_3 + \frac{\pi d^2}{4} \cdot t_4 \right\} \cdot \eta$$

oder mit  $\eta = 0,9$

$$4 \cdot 740,23 \cdot 43,3 = \frac{1}{2} \cdot 0,9 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 1408 \cdot 25$$

folglich

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 740,23 \cdot 43,3 \cdot 8}{0,9 \cdot 3,14 \cdot 1408 \cdot 25}} = 3,2 \text{ cm}$$

Länge der Kurbeln angenommen zu . . . . . 6 cm

Daher der Hub der Pumpenkolben . . . . .  $h = 12$  „

Die Umdrehungszahl  $u$  der getriebenen Welle

$$\text{pro Minute ist } u = \frac{60 \cdot c}{2 \cdot h} = \frac{60 \cdot 25}{2 \cdot 12} \quad . \quad . \quad . \quad = 62,5$$

Grösster Kolbendruck am Ende der letzten

$$\text{Periode} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 257 = \frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4} \cdot 257 \quad . \quad . \quad . \quad = 2066,2 \text{ kgr}$$

Daher das Max.-Moment der Kurbelwelle

$$= 6 \cdot 2066,2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 12397,2 \text{ kgcm}$$

Mit Annahme einer Uebersetzung von 1 : 2 folgt:



|                    | Moment  | $r$  | $R$  | $z$ | $Z$ | $t$ | $\alpha$ | $\beta$ | $\gamma$ |
|--------------------|---------|------|------|-----|-----|-----|----------|---------|----------|
| Uebersetzung 1 : 2 | 12397,2 | 12,2 | 24,3 | 20  | 40  | 3,8 | 1,8      | 11      | 2,7      |

Durchmesser der Wellen  $d = 0,29 \sqrt[3]{12397,2} \dots = 6,69$

Durchmesser der Kurbelzapfen  $d = 0,15 \sqrt{2066} \dots = 6,8 \sim 6 \text{ cm}$

Erforderliche Betriebskraft  $N = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot 2066 \cdot 0,25}{75} \dots = 6,9 \text{ Pfd.}$

und mit circa 30 % passiver Widerstände  $N_{\max} \dots = 9 \text{ „}$

Um einen möglichst gleichförmigen Gang der Pumpen zu erzielen, wurde die von der Transmission angetriebene Welle mit einem Schwungrade im Gewicht von circa 450 kgr und einem mittleren Radius von 50 cm versehen.

Pumpenkörper. Der Zwischenraum zwischen Kolben und Kolbenrohr wurde zu 0,5 cm angenommen, daher der innere Durchmesser des Pumpencylinders = 4,2 cm. Mit  $k = 450$  und  $m = 3$  ergibt sich dann die Wandstärke des Pumpencylinders

$$\delta = 2,05 \left( -1 + \sqrt{\frac{1350 + 514}{1350 - 1028}} \right) = 2,9 \text{ cm}$$

Sicherheitsventile.

Durchmesser  $\Delta$  eines Ventils angenommen  $\dots = 1,2 \text{ cm}$

Daher Maximaldruck auf dasselbe

$$= 257 \cdot \frac{\Delta^2 \pi}{4} = 257 \cdot 1,13 \dots = 290,6 \text{ kgr}$$

Hebelübersetzung angenommen zu  $\dots = 1 : 8$

Folglich ist das nöthige Gewicht circa  $= \frac{290,6}{8} \dots = 36,3 \text{ kgr}$

Abstellvorrichtung. Unter Zugrundelegung derselben Dimensionen und Verhältnisse wie bei den Sicherheitsventilen ergibt sich für die zuletzt abzustellende Pumpe, da hier der specifische Wasserdruck = 257 kgr pro qcm ist, das nöthige Gewicht zu circa  $\frac{257 \cdot 1,13}{8} = 36,3 \text{ kgr.}$

Da sich nun zu Ende der verschiedenen Perioden die specifischen Wasserdrucke verhalten wie 1 : 2 : 3 : 4, so folgen daraus die nöthigen Gewichte:



|                  | Für die 1 <sup>te</sup> | 2 <sup>te</sup>         | 3 <sup>te</sup> abzustellende Pumpe |
|------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------------------|
| Gewichte circa = | $\frac{36,3}{4} = 9,1$  | $\frac{36,3}{3} = 12,1$ | $\frac{36,3}{2} = 18,1 \text{ kgr}$ |

Diese Gewichte sind aber noch mit Rücksicht darauf, dass sie im Wasser hängen, entsprechend zu vergrössern.

Gust. Schwenzer.

## Hydraulische Stearinpresse (Warmpresse) mit Pumpwerk. (Blatt 13 und 14.)

### Programm.

Die Presse soll als Horizontalpresse ausgeführt werden und sind die hohlen Pressplatten mit Dampfheizung zu versehen.

Form der Stearinkuchen rechteckig, Höhe = 0,60 m

Breite = 0,45 m

Grösster Druck auf dieselben . . . . . 100 kgr pro qcm

Grösster Wasserdruck im Cylinder an-

genommen . . . . . = 300 Atm.

Länge des Laderaumes . . . . . = 2,40 m

Hub der Presse . . . . . = 0,45 dieser Länge

Anwachsen des Widerstandes (annähernd durch die Druckcurve Fig. 30 dargestellt).

Es sollen zwei solche Warmpressen aufgestellt werden, die ein gemeinschaftliches Pumpwerk erhalten.

Dasselbe wird von einer Deckentransmission mit . . . . . durch Kurbel und Schubstange angetrieben.

60 T. p. M.

Die Pressen arbeiten abwechselnd und soll die Zeit zum Auspressen für die einzelnen ca. betragen.

10 Min.



Damit der Betriebswiderstand des Pumpwerks annähernd constant bleibt, soll die wirksame Länge des Pumpenhebels durch Handrad und Schraube veränderlich gemacht werden.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Der zu erreichende Maximaldruck ist

$$P = 100 \cdot 60 \cdot 45 = 270000 \text{ kgr}$$

der grösste Wasserdruck im Cylinder  $p = 300 \text{ Atm.} = 310 \text{ „}$

Veranschlagen wir die Reibung und das Eigen-

gewicht des Kolbens zu  $\dots\dots\dots 2700 \text{ „}$

dann haben wir für den Durchmesser des Presskolbens die Gleichung

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot p = P + 2700$$

woraus

$$D = (33,1) = 33 \text{ cm}$$

Presscylinder. Spielraum zwischen Kolben und Presscylinder (angenommen)  $\dots\dots\dots 2,5 \text{ cm}$

somit innerer Durchmesser des Presscylinders  $\dots\dots d = 38 \text{ „}$

damit ergibt sich die Wandstärke  $\delta$  des Presscylinders

$$\delta = 19 \left( -1 + \sqrt{\frac{3 \cdot 550 + 2 \cdot 310}{3 \cdot 550 - 4 \cdot 310}} \right) = 25,6 \text{ cm}$$

Presshelm. Betrachten wir denselben als einen an beiden Enden eingespannten, gleichförmig belasteten Träger, so ist

$$M = \frac{Pl}{12} = \frac{270000 \cdot 74}{12} = 1665000$$

Mit Annahme des Querschnitts Fig. 34, der sich auf Querschnitt Fig. 35 reduciren lässt, sind

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{15 \cdot 35^2 + 70 \cdot 26^2}{15 \cdot 35 + 70 \cdot 26} = 14 \text{ cm}$$

hiernach  $e_1 = 35 - 14 = 21 \text{ cm}$

Trägheitsmoment für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 85 \cdot 14^3 + 15 \cdot 21^3 + (85 - 15)(26 - 14)^3 \} = 164372$$

Widerstandsmoment für die gezogene Faser

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{164372}{21} \dots\dots = 7827$$

also die Inanspruchnahme auf Zug

$$k = \frac{M}{W} = \frac{1665000}{7827} \dots\dots = 213 \text{ kgr pro qcm}$$



Zugstangen. Maximalbelastung jeder Stange  $\frac{270000}{4} = 67500$   
daher der Durchmesser einer Stange zufolge der Gleichung

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 700 = 67500$$

$$d = 11,09 \sim 12 \text{ cm}$$

Keile. Die Stangen sind am Cylinder mittelst gussstählerner Keile befestigt. Mit  $k = 1200$  ergibt sich

$$F = \frac{67500}{2 \cdot 1200}$$

$$F = 28 \sim 30$$

und rechteckiger Querschnitt  $h = 15$ ,  $b = 2$ .

Gegengewicht. Um nach vollendeter Pressung den Presskolben zurückzuführen, ist ein Gegengewicht angebracht; dasselbe hat die Reibung des Kolbens und Presstisches, die durch Friktionsrollen geführt werden, zu überwinden.

Gewicht des Kolbens  $G_1 = 1,7 \cdot \frac{\pi}{4} (0,33^2 - 0,17^2) 7500 = 801,1 \text{ kgr}$

Reibung „ „  $G_1 \mu = 801,1 \cdot 0,18 \cdot \cdot \cdot = \sim 143$  „

Gewicht des Presstisches  $G_2 = 0,25 \cdot 0,77 \cdot 0,45 \cdot 7500 = 650$  „

Reibung „ „  $G_2 \mu = 650 \cdot 0,18 \cdot \cdot \cdot = 117$  „

Daher das nöthige Gegengewicht  $= 143 + 117 \cdot \cdot = 260$  „

### Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. Der Antrieb der Pumpen geschieht durch Kurbel und Schubstange, welche letztere mit variablem Angriffspunkt die Kraft auf einen Balancier überträgt.

Es sei nun

die stärkste Hebelübersetzung  $\cdot \cdot = 1 : 6$

die mittlere „  $\cdot \cdot = 1 : 4$

die kleinste „  $\cdot \cdot = 1 : 2$

Nehmen wir ferner die Länge der Antriebskurbel an  $= 0,36 \text{ m}$

so ist die constante mittlere Geschwindigkeit der

Schubstange  $= \frac{2 \cdot 0,36 \cdot 60}{60} \cdot \cdot \cdot = 0,72 \text{ m pro Sec.}$

und daher

die grösste Kolbengeschwindigkeit  $= 0,36$  „ „ „

die mittlere „  $= 0,18$  „ „ „

die kleinste „  $= 0,12$  „ „ „



Wir ordnen nun zwei Pumpen an, deren Kolbenquerschnitte sich verhalten wie 1 : 2 also

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{2 \pi d^2}{4}$$

Entsprechend den 2 Pumpen theilen wir die Presszeit in 2 Perioden, indem wir die grosse Pumpe bei einem specifischen Druck von 100 Atm. abstellen und dann mit der kleinen bis zu Ende weiterpumpen. Es ergeben sich dann analog wie Seite 47 bis 45 die folgenden Werthe

|                                  | 1 <sup>te</sup>             | 2 <sup>te</sup> Periode   |
|----------------------------------|-----------------------------|---------------------------|
| Wirksamer Kolbenquerschnitt . .  | $F_1 = \frac{3 \pi d^2}{4}$ | $F_2 = \frac{\pi d^2}{4}$ |
| Wasserdruck zu Ende der Perioden | 100                         | 300 Atm.                  |
| Hub des Presskolbens . . . . .   | $H_1 = 81$                  | $H_2 = 26 \text{ cm}$     |

Damit unter diesen Umständen der Betriebswiderstand möglichst constant bleibt, fängt man mit der kleinsten Hebelübersetzung 1 : 2 an zu pumpen und lässt dieselbe dann allmählich wachsen, bis sie zu Ende der 1<sup>ten</sup> Periode ihr Maximum 1 : 6 erreicht hat. Nach erfolgter Abstellung der grossen Pumpe muss die Schraube schnell zurückgedreht werden, so dass die Uebersetzung wieder 1 : 2 wird. Während der 2<sup>ten</sup> Periode lässt man dann die Uebersetzung wieder allmählig wachsen, bis sie zu Ende der Pressung ihr Maximum 1 : 6 erreicht hat.

Es ist dann die Kolbengeschwindigkeit

|                                                |          |
|------------------------------------------------|----------|
| zu Anfang der 1 <sup>ten</sup> Periode . . . . | = 0,36 m |
| zu Ende       "       "       " . . . .        | = 0,12 " |
| zu Anfang     "     2 <sup>ten</sup> " . . . . | = 0,36 " |
| zu Ende       "       "       " . . . .        | = 0,12 " |

Wir können daher annehmen, die mittlere Kolbengeschwindigkeit sei

|                                           |                |
|-------------------------------------------|----------------|
| für die 1 <sup>te</sup> Periode . . . . . | $v_1 = 0,24$ " |
| "     "     2 <sup>te</sup> " . . . . .   | $v_2 = 0,24$ " |

Es verhalten sich dann die Zeiten der beiden Perioden wie folgt

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{H_1}{H_2} \cdot \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{v_2}{v_1} = \frac{81}{27} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{0,24}{0,24} = 1$$

somit  $t_1 = t_2$



Da aber die volle Presszeit . . . . .  $t = 600$  Sec.  
 ist, so folgt . . . . .  $t_1 = 300$  „  
 $t_2 = 300$  „

Nehmen wir für den Förderungsgrad der Pumpen  $\eta = 0,9$ ,  
 so haben wir, da die Pumpen einfach wirkend sind, die Gleichung

$$0,9 \cdot \frac{1}{2} \frac{3 \pi d^2}{4} \cdot 24 \cdot 300 + 0,9 \cdot \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} \cdot 24 \cdot 300 = \frac{\pi D^2}{4} H$$

Mit  $D = 33$  cm und  $H = 108$  cm

ergibt sich der Durchmesser der kleinen Pumpe  $d = \dots 3,0$  cm

folglich der Durchmesser der grossen Pumpe  $d = 1,4 d = 4,2$  „

Pumpenkörper. Bei Einrechnung von 0,5 cm Spielraum  
 ergeben sich die Wandstärken

$$\text{der grossen Pumpe } \delta_1 = \frac{5,2}{2} \left( \sqrt{\frac{400 + 155}{400 - 155}} - 1 \right) = 1,3$$

$$\text{der kleinen Pumpe } \delta_2 = \frac{4,0}{2} \left( \sqrt{\frac{400 + 310}{400 - 310}} - 1 \right) = 3,6$$

Balancier. Unter Zugrundelegung des Querschnittes Fig. 36  
 ergibt sich das Widerstandsmoment

$$W = \frac{4}{6 \cdot 12} (12^3 - 5^3) = 89$$

Aus Fig. 37 folgt aber

$$M_{\max} = \frac{\pi d^3}{4} \cdot p l = \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} \cdot 310 \cdot 18 = 39422,7 \text{ kgcm}$$

somit ist

$$k = \frac{M}{W} = \frac{39422 \cdot 7}{89} = 443 \text{ kgr}$$

Der Querschnitt Fig 36 bietet also genügende Sicherheit.

Sicherheitsventil.

Die Hebelübersetzung sei (angenommen) . . .  $\frac{1}{6} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{36}$

Der Durchmesser des Kolbens (angenommen) . . .  $d = 1,0$  cm

Dann ergibt das nöthige Gegengewicht  $q$  aus Gleichung

$$q \cdot \frac{1}{36} = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 310 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,0^2}{4}$$

$$q = 8 \text{ kgr}$$

F. Sachs.



## Hydraulische Bleiröhrenpresse mit Dampfpumpwerk.

(Blatt 15.)

### Programm.

Das Dampfpumpwerk soll zwei Bleiröhrenpressen speisen, und zwar so, dass die eine Presse arbeitet, während die andere geladen wird.

Der Hub der Kolben beider Presscylinder sei an-

genommen zu . . . . . 45 cm

Es sollen bei einem Kaliber von . . . . . 2,5 „

und einer Wanddicke von . . . . . 0,3 „

Rohre in einer Länge von . . . . . 20 m

in einem Stücke gepresst werden.

Beim Pressen ist auf den Bleikörper ein Druck von 800 kgr  
pro 1 qcm Druckfläche auszuüben.

Der Wasserdruck in der Presse betrage im Maximum = 250 Atm.

Das Pumpwerk soll so gross sein, dass, wenn das  
gesamte Wasser einer Presse zugeleitet wird,  
die vollständige Auspressung eines Bleirohrs circa 1 1/2 Minuten  
erfordert.

Die Dampfspannung im Kessel sei angenommen zu 5 Atm.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Da das zu einem Rohre nöthige Blei

$$= \left( \frac{3,1^2 \pi}{4} - \frac{2,5^2 \pi}{4} \right) 2000 = 5280 \text{ cbcm}$$

ist, so wird bei einem Hube des Presskolbens von 45 cm der  
Querschnitt des Bleicylinders

$$= \frac{5280}{45} + \frac{2,5^2 \pi}{4} = 117,3 + 4,9 = 122,2 \text{ qcm}$$

und folglich der Durchmesser desselben = 12,5 cm sein müssen.

Weil nun auf einen qcm der Bleimasse ein Druck von  
800 kgr ausgeübt werden soll, so ist der gesammte Druck auf  
die Bleimasse

$$122,2 \cdot 800 = 97760 \text{ kgr}$$



Schätzen wir den Reibungswiderstand in der Presse zu 2 ‰, so ist vom Wasser ein Druck von 100000 kgr auf den Kolben auszuüben. Demgemäss wird, da der spezifische Wasserdruck 250 Atm. betragen soll, der Durchmesser des Presskolbens aus der Gleichung

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 250 \cdot 1,033 = 100000 \text{ kgr}$$

erhalten zu

$$D = 22,2 \text{ cm} \approx 22,5 \text{ cm}$$

Presscylinder. Um dem Presskolben den nöthigen Spielraum zu geben, machen wir den inneren Durchmesser des Presscylinders = 25 cm, und erhalten dann die Wandstärke des letzteren durch die Formel

$$S = \frac{D_1}{2} \left\{ \sqrt{\frac{k+p}{k-p}} - 1 \right\} = 12,5 \left\{ \sqrt{\frac{450+250}{450-250}} - 1 \right\} = 10,8 \text{ cm}$$

Pressdeckel. Indem der Pressdeckel auf beiden Seiten durch Keile gehalten wird, die je zwei Säulen miteinander verbinden, ist er als ein beiderseitig freiaufliegender Träger zu betrachten und demgemäss das maximale biegende Moment entsprechend dem Drucke von 100000 kgr

$$= 100000 \cdot \frac{42,5}{4} = 1062500 \text{ kgcm}$$

Wenn wir nun dem Pressdeckel den Querschnitt Fig. 38 geben, so ist dessen Trägheitsmoment

$$J = \frac{1}{12} \left( 25 \cdot 24^3 \right) = 28800$$

also das Widerstandsmoment

$$W = \frac{28800}{\frac{1}{2} \cdot 24} = 2400$$

und damit der Festigkeitscoefficient des gusseisernen Pressdeckels

$$k = \frac{1062500}{2400} = 442 \text{ kgr pro qcm}$$

Säulen der Presse. Eine jede der vier Säulen hat einen Zug von  $\frac{100000}{4} = 25000 \text{ kgr}$  auszuhalten; es ergibt sich daher unter der Annahme eines runden Querschnitts der Durchmesser der Säulen aus der Gleichung

$$\frac{\pi d^2}{4} k = 25000, \text{ also } \frac{\pi d^2}{4} = \frac{25000}{500} = 50 \text{ und folglich}$$

$$d = 8,2 \text{ cm}$$



### Berechnung des Dampfpumpwerks.

Dampfmaschine. Da vermittelt des Dampfpumpwerks ein Druck von 100000 kgr auf die Bleimasse ausgeübt wird und dieser Druck veranlasst, dass sich der Presskolben in 90 Secunden um 45 cm hebt, so ist die zu diesem Zwecke aufgewandte Arbeit  $= 100000 \cdot 0,45 = 45000$  kgcm. Wenn wir nun die Annahme machen, dass etwa 20 % der von der Dampfmaschine nutzbar gemachten Arbeit durch die Bewegungswiderstände des Pumpwerks absorbiert werden, so ergibt sich die Nutzleistung der Dampfmaschine in Pferdestärken

$$N_n = \frac{45000}{0,80 \cdot 90 \cdot 75} = 8,33 \text{ Pfdst.}$$

Gestatten wir nun im Kessel eine Dampfspannung von 4 Atm. Ueberdruck oder 5 Atm. absol., so kann die mittlere Hinterdampfspannung im Cylinder während der Einströmung des Dampfes durchschnittlich  $= 0,8 \cdot 5 = 4$  Atm. gesetzt werden. Dann ergibt sich der indicirte Dampfdruck für den Füllungsgrad 0,91, wie er bei Maschinen ohne besondere Expansionsvorrichtung im Allgemeinen vorhanden ist,  $p_i = 2,833$  Atm.

Hieraus folgt der nützliche Dampfdruck

$$p_n = \eta_i p_i$$

und mit dem Näherungswerthe

$$\eta_i = \frac{N_n + 35}{N_n + 50} = \frac{8,33 + 35}{8,33 + 50} = 0,74$$

wird also

$$p_n = 0,74 \cdot 2,833 = 2,086 \text{ Atm.}$$

Damit erhält man die wirksame Kolbenfläche aus der Gleichung

$$F c p_n = 75 N_n$$

also

$$F = \frac{75 N_n}{c p_n} = \frac{75 \cdot 8,33}{1,033 \cdot 2,086} = 289,1 \text{ qcm}$$

Indem man hierzu den Querschnitt der Kolbenstange im Mittel  $= 0,02 \cdot 289 = 5,7$  qcm hinzufügt, bekommt man den Cylinderdurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{289,1 + 5,7}{\frac{\pi}{4}}} = 19,4 \text{ cm} \sim 20 \text{ cm}$$

Nimmt man ferner den Hub des Dampfkolbens zu 39 cm an, so ergibt sich die Tourenzahl der Maschine

$$n = \frac{60 \cdot c}{2 \cdot h} = \frac{60 \cdot 100}{2 \cdot 39} = 77 \text{ Touren}$$



Pumpenkolben. Die Füllung des hydraulischen Druckcylinders der Presse beträgt  $397.45 = 17865$  cbcm Wasser. Mit Rücksicht auf etwaige Wasserverluste wollen wir indessen das Pumpwerk so einrichten, dass es in 90 Secunden 20 Liter Wasser unter einem Druck von 250 Atm. liefert.

Nehmen wir dann die Kolbengeschwindigkeit der Pumpen zu 40 cm und den Förderungsgrad derselben zu 0,80 an, so besteht folgende Beziehung

$$0,8 \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 40 = \frac{20000}{90}$$

woraus der Kolbenquerschnitt

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{20000}{90 \cdot 0,8 \cdot 40} = 7 \text{ qcm}$$

und damit der Pumpenkolbendurchmesser

$$d_1 = 3,0 \text{ cm}$$

sich ergibt.

Den Hub der Pumpenkolben erhält man aus der Gleichung

$$2 \frac{d_1^2 \pi}{4} \cdot h n = Q \frac{60}{90}$$

zu 
$$h = \frac{20000}{77 \cdot 2 \cdot 7} \frac{60}{90} = 12,36 \sim 12,5 \text{ cm}$$

Bei einem Hebelverhältniss des Balanciers von  $35 : 70 = 1 : 2$  wird die Länge der Kurbel, von welcher aus der Balancier bewegt wird,  $= 12,5 \text{ cm}$

Balancier. Der Balancier werde in Gusseisen hergestellt. Die grösste Inanspruchnahme des Balanciers findet in dem Querschnitt statt, der durch die Mittellinie der Balancierachse geht. Da nun der Druck in der Kolbenstange

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 250 \cdot 1,033 = 7 \cdot 250 \cdot 1,033 = 1808 \text{ kgr}$$

beträgt, so ist für diesen Querschnitt das biegende Moment

$$= \frac{1808}{2} \cdot 70 = 63645 \text{ kgcm}$$

Geben wir dem Balancier einen doppel *T*-förmigen Querschnitt, und dem letzteren in der Ebene der Balancierachse die Dimensionen, wie sie in Fig. 39 angegeben sind, so ist das Widerstandsmoment für diesen Querschnitt

$$W = \frac{8 \cdot 17^3 - 6 \cdot 13^3}{6 \cdot 17} = 256$$



Sonach ist der Festigkeitscoefficient  $k$  für den gefährlichsten Querschnitt des Balanciers

$$k = \frac{63645}{256} = 245 \text{ kgr p. qcm}$$

Sicherheitsventil. Wenn wir den Durchmesser des Sicherheitsventils zu 0,6 cm und das Hebelverhältniss 1 : 8 annehmen, so ist das Belastungsgewicht

$$G = \frac{0,6^2 \pi}{4} \cdot 1,033 \cdot 250 \cdot \frac{1}{8} = 9 \text{ kgr}$$

C. Haeder.

## Transportable hydraulische Räderpresse mit Handpumpe. (Blatt 16.)

### Programm.

Dieselbe dient zum Aufpressen der Eisenbahnwagenräder auf ihre Achsen, der hierbei auszuübende grösste Druck ist angenommen zu . . . . . 40000 kgr

Der grösste Wasserdruck im Presscylinder zu . . . 100 Atm.

Die einfach wirkende Presspumpe wird von Hand, mittelst eines horizontalen Druckhebels bewegt.

Ganze Länge dieses Hebels, gleich ca. . . . . 130 cm

Druck am Hebelende im Maximum (2 Mann à 35 kgr) . . . 70 kgr

Grösster Hub des Presskolbens, gleich ca. . . . . 50 cm

Presse und Pumpe sollen auf ein vierräderiges Gestell montirt werden.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Der Druck pro 1 qcm des Kolbenquerschnitts ist . . . . .  $p = 100 \cdot 1,03 = 103 \text{ kgr}$   
hieraus folgt der Kolbenquerschnitt

$$F = \frac{40000}{103} \cdot . . . . . = 388,3 \text{ qcm}$$

Diesem  $F$  entspricht ein Kolbendurchmesser  $D = 22,2 \text{ cm}$



Presscylinder. Die Wandstärke  $\delta$  ergibt sich nach der Formel

$$\delta = \frac{1}{2} D \left( -1 + \sqrt{\frac{m k + (m-1) p}{m k - (m+1) p}} \right)$$

mit

$$m = 3 \quad ; \quad p = 103$$

$$k = 300; D = 22,2$$

zu

$$\delta = 5,6 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = \approx 6 \text{ cm}$$

Zugstangen. Es sind zwei Stangen angebracht, mithin Zug pro Stange

$$= \frac{40000}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 20000 \text{ kgr}$$

der Querschnitt einer Stange ist dann

$$F = \frac{20000}{500} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 40 \text{ qcm}$$

also der Durchmesser  $= 7,2 \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = \approx 8 \text{ cm}$

Pressplatte. Mit Annahme eines Querschnitts Fig. 40, der sich auf den Querschnitt Fig. 41 reduciren lässt, folgt

$$e = \frac{1}{2} \frac{a h^2 + (b-a) d^2}{a h + (b-a) d}, \text{ also mit } h = 16$$

$$b = 40$$

$$a = 14$$

$$d = 7$$

$$e = 6 \text{ cm}$$

mithin

$$e_1 = h - e = 16 - 6 = 10 \text{ cm}; f = d - e = 1 \text{ cm}$$

Das Trägheitsmoment dieses Querschnitts in Bezug auf die Schwerpunktsachse ist dann

$$J = \frac{1}{3} \{ b e^3 + a e_1^3 - (b-a) f^3 \} = 7538$$

folglich

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{7538}{10} = 753,8$$

Nun ist

$$M = 20000 \cdot 12 = 240000 \text{ kgcm}$$

mithin

$$k = \frac{M}{W} = \frac{240000}{753,8} = \approx 318 \text{ kgr pro qcm}$$

somit bietet der Querschnitt hinlängliche Sicherheit dar.

Presshelm. Die Dimensionen des gefährlichsten Querschnitts (Fig. 42) sind angenommen zu

$$B = 25 \text{ cm}; H - h = 14 \text{ cm}$$

daher

$$J = \frac{B^3 (H-h)}{12} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 182290$$



und 
$$W = \frac{J}{e} = \frac{182290}{12,5} \cdot \cdot \cdot \cdot = 1458$$

das Max.-Moment ist

$$M = 20000 \cdot 20 = 400000 \text{ kgcm}$$

daher 
$$k = \frac{M}{W} = \frac{400000}{1458} = 274 \text{ kgr pro qcm}$$

also hinreichende Sicherheit.

### Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. Es sollen für den Druckverlust in Folge der Reibung des Pumpen- und Presscylinders an ihren Dichtungsstellen 5 % von dem im Presscylinder nutzbar zu machenden Druck gerechnet werden.

Dann ist auf 1 qcm des Pumpenkolbens ein Druck  $p_1$  auszuüben

$$p_1 = 1,05 p = 1,05 \cdot 103 \cdot \cdot \cdot \cdot = 108 \text{ kgr}$$

Die Hebelübersetzung ist angenommen zu

$$\frac{120}{12} \cdot \cdot \cdot \cdot = 10$$

also der Gesamtdruck auf den Presskolben

$$= 70 \cdot 10 \cdot \cdot \cdot \cdot = 700 \text{ kgr}$$

folglich der Pumpenkolbenquerschnitt

$$f = \frac{700}{108} \cdot \cdot \cdot \cdot = 6,5 \text{ qcm}$$

hierzu der entsprechende Kolbendurchmesser  $d \cdot \cdot = 2,8 \text{ cm}$

Hebelvorrichtung. Grösster Hebelausschlag am Handgriff ca.  $\cdot \cdot \cdot \cdot = 100 \text{ cm}$

Hub des Pumpenkolbens

$$\frac{100 \cdot 12}{120} \cdot \cdot \cdot \cdot = 10 \text{ „}$$

Die Zapfen der Achse erhalten eine Stärke

$$d = 0,12 \sqrt{630} \cdot \cdot \cdot \cdot = \approx 3 \text{ „}$$

und zwar werden sie als Doppelzapfen ausgeführt

mit  $d \cdot \cdot \cdot \cdot = 3 \text{ „}$

ebenso  $d_1 = 0,12 \sqrt{700} \cdot \cdot \cdot \cdot = 3 \text{ „}$

Die Querschnittsdimensionen des Hebels an der gefährlichsten Stelle bei  $d_1$  berechnen sich wie folgt

Es ist 
$$M_{\max} = 70 \cdot 108 = 7560 \text{ kgcm}$$

und da 
$$M = W \cdot k$$



so folgt mit

$$k = 600 \text{ kgr pro qcm}$$

$$W = \frac{7600}{600} = 12,6 = \frac{b h^2}{12}$$

Mit Annahme von  $b = 3 \text{ cm}$

wird  $h^2 = \frac{12,6 \cdot 12}{3} = 50,4$ ; also  $h = \approx 7 \text{ cm}$

Sicherheitsventil. Das Sicherheitsventil muss sich öffnen bei der Spannung  $p_1 \dots = 108 \text{ kgr pro qcm}$   
Die Hebelübersetzung sei angenommen

$$\frac{20}{2} \dots = 10$$

Der Durchmesser des Ventils zu  $\dots = 0,8 \text{ cm}$   
dann ist die Druckfläche des Ventils

$$= \frac{0,8^2 \pi}{4} \dots = 0,502 \text{ qcm}$$

also der Gesamtdruck auf das Ventil

$$q = 0,502 \cdot 108 \dots = 54,2 \text{ kgr}$$

Hiernach das Belastungsgewicht des Hebels

$$Q = \frac{q}{10} \dots = \text{ca. } 5 \text{ „}$$

E. Widekind.

## Hydraulische Räderpresse mit Pumpwerk (Riemenbetrieb). (Blatt 17.)

### Programm.

Die Presse dient zum Aufziehen der Eisenbahnwagenräder auf ihre Axen. Der grösste hierbei auftretende Widerstand wird schätzungsweise zu  $\dots = 50000 \text{ kgr}$  angenommen.

Grösster Wasserdruck im Presscylinder ange-

nommen zu  $\dots = 120 \text{ Atm.}$

Das Pumpwerk wird von einer Deckentrans-

mission getrieben, welche  $\dots = 130 \text{ T. pro sec.}$

macht. Es enthält zwei kleine, horizontale,

einfach wirkende Druckpumpen, deren mittlere

Kolbengeschwindigkeit  $\dots = 0,18 \text{ m pro sec.}$

beträgt.



Die Pumpen sollen so gross gemacht werden,  
 dass bei einem grössten angenommenen Hub  
 des Presskolbens von . . . . . 0,40 m  
 eine Pressung, bezhw. Füllung des Press-  
 cylinders in ca. . . . .  $2\frac{1}{2}$  Min.  
 vollendet ist.

### Berechnung der Presse.

Presskolben. Bei Vernachlässigung der verhältnissmässig  
 kleinen Reibungswiderstände ergibt sich für den Presskolben-  
 querschnitt eine Fläche gleich

$$\frac{50000}{120 \cdot 1,033} \cdot \cdot \cdot = 403,22 \text{ qcm}$$

hieraus ein Presskolbendurchmesser

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 403,22}{\pi}} \cdot \cdot = \approx 23 \text{ cm}$$

Ist  $d$  der innere Durchmesser des Presskolbens,  
 so wird

$$d = \frac{23}{2} \sqrt{1 - \frac{2 \cdot 120}{350}} \cdot \cdot = 6,5 \text{ cm}$$

Presscylinder. Mit Annahme eines Spielraumes von 2 cm  
 wird der innere Presscylinderdurchmesser . . . . . = 27 cm  
 und die Stärke  $\delta$  des Presscylinders

$$\delta = \frac{27}{2} \left\{ \sqrt{\frac{3 \cdot 300 + 2 \cdot (120 - 1) 1,033}{3 \cdot 300 - 4 \cdot (120 - 1) 1,033}} - 1 \right\} \cdot \cdot = 9 \text{ cm}$$

Verbindungsstangen. Jede der vier Stangen ist mit  
 12500 kgr

auf Zug beansprucht. Unter Voraussetzung einer  
 Belastung von 600 kgr pro qcm wird der Quer-  
 schnitt der Stangen gleich

$$\frac{12500}{600} \cdot \cdot \cdot = 20,8 \text{ qcm}$$

somit der Durchmesser . . . . . = 5,2 cm

Gestell. Das Spannungsmoment für den gefährlichsten  
 Querschnitt ist

$$M = \frac{1}{4} \cdot P \cdot l = \frac{1}{4} 50000 \cdot 180 \cdot \cdot = 2250000 \text{ kgcm}$$



Mit Annahme der Querschnittsform Fig. 43 erhält man den Abstand  $e$  der äussersten gezogenen Faser von der neutralen mit

$$e = \frac{1}{2} \cdot \frac{12 \cdot 50^2 + (48 - 12) 5^2}{12 \cdot 50 + (48 - 12) 5} \quad . \quad . \quad = \quad 20 \text{ cm}$$

Es ist ferner das Trägheitsmoment  $J$  für die Schwerpunktsaxe

$$J = \frac{1}{3} \{ 48 \cdot 20^3 + 12 \cdot 30^3 - (48 - 12) (20 - 5)^3 \} = 276500$$

daher das Widerstandsmoment

$$W = \frac{J}{e_1} = \frac{276500}{30} = 9217$$

und mithin die Inanspruchnahme der äussersten gezogenen Faser

$$k = \frac{M}{W} = 276 \text{ kgr pro qcm}$$

#### Berechnung des Pumpwerks.

Pumpenkolben. Die beiden Pumpen machen wir gleich gross. Mit Annahme eines Förderungsgrades gleich 0,90 wird das zu liefernde Wasserquantum

$$= \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot 40 \cdot 0,90 \quad . \quad . \quad = \approx 25000 \text{ cbcm}$$

Aus der Gleichung

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 150 \cdot 18 = 12500$$

ergibt sich dann der Pumpenkolbendurchmesser  $d = 3,4 \text{ cm}$

Nimmt man den Hub  $h$  der Pumpe gleich dem

vierfachen Kolbendurchmesser, so wird  $h = 13,6 \text{ cm}$

Bezeichnet ausserdem  $u$  die Anzahl der Hube pro Minute und  $c$  die Kolbengeschwindigkeit, so ist

$$c = \frac{2 h \cdot u}{60}$$

also

$$u = \frac{60 c}{2 h} \quad . \quad . \quad = \approx 40$$

Betriebskraft. Der grösste Druck, der auf jeden der beiden Pumpenkolben ausgeübt wird, ist gleich

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 120 \cdot 1,033 \quad . \quad . \quad = 1126 \text{ kgr}$$

Der Verlust durch die Reibung betrage 15 %.



Der zu überwindende Gesamtdruck ist dann  $\sim 1300$  kgr  
 Die hierzu erforderliche Arbeit in Pferdekräften ausgedrückt, wird

$$N_{\max} = \frac{1300 \cdot 0,18}{75} \cdot \cdot \cdot = 3,1 \text{ Pfd.}$$

Schreiber.

## Hydraulische Winde. (Blatt 18.)

### Programm.

Die nach Art einer hydraulischen Presse functionirende Winde soll für eine grösste Belastung von  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot$  80 Ctr. construirt werden.

Um die Winde möglichst leicht zu machen, sollen der Presscylinder und das Kolbenrohr aus Schmiedeeisen hergestellt werden.

Als grösster specifischer Druck in dem mit Oel angefüllten Presscylinder werde angenommen  $\cdot \cdot \cdot$  35 Atm.

Der Druckhebel erhält eine Länge von  $\cdot \cdot \cdot$  0,80 m

Grösster durch einen Mann am Hebelgriff auszuübender Druck angenommen zu  $\cdot \cdot \cdot \cdot \cdot$  16 kgr

Der Apparat ist mit einer geeigneten Vorrichtung zum bequemen und raschen Niederlassen zu versehen.

### Berechnung der Winde.

Presskolben. Der Presskolbendurchmesser ergibt sich aus der Bedingung, dass bei einem specifischen Drucke von 35 Atm. auf die Presskolbenfläche eine Last von 80 Ctr.  $= 4000$  kgr soll gehoben werden können. Wir haben also die Bedingungs-  
 gleichung

$$\frac{D^2 \pi}{4} \cdot 1,033 \cdot 35 = 4000$$

woraus sich ergibt  $D = 11,9$  cm

Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände des Presskolbens



im Presscylinder wollen wir den Kolbendurchmesser etwas grösser, und zwar zu

$$D = 12,5 \text{ cm}$$

annehmen.

Pumpenkolben. Wenn wir bei dem Druckhebel ein Uebersetzungsverhältniss von 1 : 15 annehmen, so ist der durch einen Mann auf den Pumpenkolben auszuübende Druck  $= 16 \cdot 15 = 240 \text{ kgr}$  und mit Rücksicht auf den etwa zu 5 % zu veranschlagenden Verlust durch die Reibung der Pumpenkolbenstange in den Stopfbüchsen möge daher dieser Druck zu 228 kgr festgesetzt werden. Dann ergibt sich der Pumpenkolbendurchmesser aus der Gleichung

$$4000 = 228 \frac{D^2}{d^2}$$

woraus folgt

$$d^2 = \frac{228 \cdot 12,5^2}{4000} = \frac{35613}{4000} = 8,903$$

und damit wird

$$d = 2,9 \text{ cm}$$

Presscylinder. Die Wandstärke desselben ergibt sich nach der Formel

$$\delta_s = 0,00125 (p - 1) d + 0,3 = 0,00125 \cdot 34 \cdot 12,5 + 0,3 \text{ cm} = 0,8 \text{ cm}$$

Die Pumpenstange erhalte durchweg denselben Durchmesser wie der Pumpenkolben . . . . . = 2,9 cm

Druckhebel. Wir geben dem Druckhebel an der am stärksten in Anspruch genommenen Stelle einen rechteckigen Querschnitt von 4 cm Höhe und 2 cm Breite, dann wird der Festigkeitscoefficient für diesen gefährlichsten Querschnitt

$$k = \frac{75 \cdot 15 \cdot 6}{2 \cdot 4^2} = \frac{7200}{32} = 227 \text{ kgr pro qcm}$$

Eine Adamson'sche Winde mit anderer Hebelanordnung ist ebenfalls auf Blatt 18 zur Darstellung gebracht.

O. Sachse.



## Hydraulischer Aufzug mit Pumpwerk und Accumulator.

(Blatt 19 und 20.)

### Programm.

Die Aufzugsvorrichtung wirkt nach Art einer hydraulischen Presse in Verbindung mit einem umgekehrten Flaschenzuge.

Das Magazin, für welches der Aufzug bestimmt ist, hat 5 Etagen und eine zu durchfahrende Höhe (vom untersten bis zum obersten Boden gemessen) von . . . . . 16 m

Die Hebevorrichtung ist für eine grösste Nutzlast (Tragkraft) von . . . . . 25 Ctr. zu construiren.

Der specifische Druck im Accumulator wird zu . 30 Atm. angenommen.

Das Pumpwerk, dessen Antrieb von einer Wandtransmission mittelst Riemen erfolgt, erhält 2 einfach wirkende, horizontale Druckpumpen, deren mittlere Kolbengeschwindigkeit . . . 0,30 m pro Sec. betragen soll.

Zum Betrieb dient eine transportable Dampfmaschine mit vertikalem Röhrenkessel.

Im Durchschnitt soll alle . . . . . 5 Min. eine Förderung erfolgen, wovon auf die Erhebung ca. 1 „ und auf Niedergang und Stillstände . . . ca. 4 „ gerechnet werden können.

---

### Berechnung.

Die Anlage besteht in ihren Haupttheilen aus:

1. der Dampfmaschine,
2. dem Pumpwerk,
3. dem Accumulator,
4. dem Arbeitscylinder,
5. dem Förderkorb,
6. der Rohrleitung.



Die Anordnung ist so getroffen, dass eine stete Circulation desselben Wassers stattfindet. Die Druckpumpen entnehmen dasselbe dem Reservoir; von da kommt es dann zur Wirkung im Accumulator und im Arbeitscylinder; vom Arbeitscylinder aus wird dasselbe wieder in das Reservoir zurückgeleitet. Verluste an Wasser entstehen also nur bei etwaigem Oeffnen der Sicherheitsventile.

Arbeitscylinder. Der Hub des Kolbens des Arbeitscylinders wird mit einer achtfachen Uebersetzung in's Schnelle auf den Förderkorb übertragen. Mit Rücksicht darauf ergibt sich daher der Hub  $H$  des Arbeitskolbens für eine zu durchfahrende Förderhöhe von 16 m

$$H = \frac{16}{8} = 2 \text{ m}$$

Nennen wir die zu hebende Last  $Q$  und sehen wir vorerst von der todten Last (Förderkorb und Seil) ganz ab, so haben wir (siehe Fig. 44) in der Kette 1 eine Spannung  $= Q$ . Bezeichnet  $\alpha$  den Coefficienten der Kettenreibung für halb umspannte Rollen, so resultirt

|      |                          |                                 |
|------|--------------------------|---------------------------------|
|      | in Kette 2 eine Spannung | $= \alpha Q$                    |
|      | „ „ 3 „                  | $= \alpha^2 Q$                  |
|      | „ „ 4 „                  | $= \alpha^2 Q + \alpha Q = Q_1$ |
| also | „ „ 5 „                  | $= \alpha Q_1$                  |
|      | „ „ 6 „                  | $= \alpha^2 Q_1$                |
|      | „ „ 7 „                  | $= \alpha^3 Q_1$                |
|      | „ „ 8 „                  | $= \alpha^4 Q_1$                |

Der Druck  $P$  auf den Arbeitskolben ist gleich der Summe der Kettenspannungen 5, 6, 7 und 8, also

$$P = (\alpha + \alpha^2 + \alpha^3 + \alpha^4) Q_1$$

woraus

$$P = \frac{\alpha^5 - \alpha}{\alpha - 1} Q_1 = \frac{\alpha^5 - \alpha}{\alpha - 1} \alpha (\alpha + 1) Q$$

oder

$$P = \frac{\alpha^2 (\alpha^4 - 1) (\alpha + 1)}{\alpha - 1} Q$$

Setzen wir  $\alpha = 1,08$  und schlagen 1,5 % für Stopfbüchsenreibung zu, so erhalten wir einen effectiven Druck  $P = 11,07 Q$

Der theoretische Druck ist . . . . .  $P_{th} = 8 Q$

Daraus ergibt sich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{th}}{P_{eff}} = \frac{8}{11,07} = 0,72$$



Zur Berechnung der Dimensionen des Arbeitscylinders ist die todte Last mit in Rechnung zu ziehen. Dieselbe besteht aus dem Gewicht des Förderkorbes, der Förderkette von 16 m Länge, des Kolbens des Arbeitscylinders weniger einem zum Ausbalancieren angewandten Gegengewichte. In Summa betrage das wirksame Gewicht dieser todten Last . . . . .  $L = 900$  kgr

Hiermit wird

$$P = 11,07 (Q + L) = 11,07 (1250 + 900) = 23800,5 \text{ kgr}$$

Der specifische Druck im Accumulator ist angenommen zu

$$30 \text{ Atm.} = 31 \text{ kgr pro qcm}$$

es bestimmt sich somit der Querschnitt des Kolbens des Arbeitscylinders aus der Gleichung

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P}{p} = \frac{23800,5}{31} = 767,76 \text{ qcm}$$

mit

$$d = 31,27 \text{ cm}$$

Mit 1 cm Spielraum auf beiden Seiten des Kolbens wird dann der Durchmesser des Cylinders . . . . .  $d_1 = 33,27$  cm und seine Wandstärke

$$\delta = 0,08 + 0,004 p \cdot d_1 = 0,08 + 0,004 \cdot 31 \cdot 33,27 = 4,20 \text{ cm}$$

Die Stärke  $\delta_1$  des Kettengliedes ist zu rechnen aus der Kettenspannung  $S$ . Dieselbe ist

$$S_8 = \alpha^4 Q_1 = \alpha^5 (\alpha + 1) (Q + L) = 6570 \text{ kgr}$$

Somit wird

$$\delta_1 = 0,032 \sqrt{6570} = 2,6 \text{ cm}$$

An Armaturstücken hat der Arbeitscylinder zu erhalten: je ein Absperrventil für das eintretende und das austretende Wasser, ein Sicherheitsventil und ein Manometer. Ferner ist eine selbstthätige Abstellvorrichtung vorhanden, welche bei höchstem zulässigem Kolbenstand das Wasser entweichen lässt.

Nehmen wir für das Sicherheitsventil einen Durchmesser

$$d = 1,5 \text{ cm}$$

so wird der Druck auf dasselbe

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} \cdot 31 = 54,56 \text{ kgr}$$

Mit Annahme eines Hebelverhältnisses von 1 : 7 ist das anzuhängende Gewicht ca. 7 kgr



Accumulator. Der Accumulator hat den Zweck, ein continuirliches Arbeiten der beiden Druckpumpen zu gestatten.

Der am Kolben hängende Gewichtskessel ist so zu beschweren, dass ein Druck von 31 kgrm pro qcm hervorgebracht wird. Dazu ist bei einem Kolbendurchmesser  $D$  von 35 cm mit Einrechnung von 1,5 % für Stopfbüchsenreibung ein Gewicht erforderlich von

$$G = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 31 \cdot 1,015 = 30273 \text{ kgr}$$

Schätzen wir das Gewicht des Kolbens und Kessels zu 7000 kgr so sind,

$$30273 - 7000 = 23273 \text{ kgr}$$

als Füllung in den Kessel einzulegen.

Der Arbeitscylinder hat bei höchstem Hub ein Wasserquantum von

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot 33,27^2}{4} \cdot 1600 = 174083 \text{ cbcm}$$

nöthig.

Da alle 5 Minuten eine Förderung erfolgen soll und davon ca. 1 Minute auf die Erhebung und ca. 4 Minuten auf Niederlassen und Laden kommen, so müsste der Accumulator theoretisch genommen nur  $\frac{4}{5}$  des Inhalts des Arbeitscylinders haben. Um aber gegen Betriebsstörungen gesichert zu sein, sei sein Inhalt das ca. 1,5fache des Arbeitscylinders, also

$$J = 1,5 \cdot 174083 = 261000 \text{ cbcm}$$

Dieses Quantum erfordert bei einem Durchmesser von 35 cm einen Hub des Kolbens

$$H_1 = \frac{261000}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 271,2 \text{ cm}$$

Die am Accumulator vorhandenen Armaturstücke sind: Ein Absperrventil am Ausströmröhr, ein Hahn zum Ablassen des Wassers, wenn der Cylinder entleert werden soll, ein Sicherheitsventil, ein Manometer und endlich eine selbstthätige Abstellvorrichtung, welche die Pumpen abstellt, wenn der Kolben den höchsten Stand erreicht hat, und dieselben wieder in Betrieb setzt, wenn er sinkt.

Druckpumpen. Der Arbeitscylinder hat alle 5 Minuten 174083 cbcm Wasser zur Füllung nöthig und es sind somit in einer Minute 34817 cbcm zu pumpen.



Ist die Leistung der Pumpen zu 85 % veranschlagt, so erhalten wir aus der Gleichung

$$2 \cdot 0,85 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot v \cdot 60 = 34817$$

den Kolbendurchmesser . . . . .  $d_2 = 5,38 \text{ cm}$

Der Kolbenhub sei angenommen zu . . . . .  $h = 30 \text{ „}$

entsprechend einer Kurbellänge von . . . . .  $15 \text{ „}$

daher die Tourenzahl pro Minute

$$n = \frac{30 \cdot v}{h} = 30 \text{ Touren.}$$

Wir haben zwei einfach wirkende Pumpen

vom Durchmesser . . . . .  $d_2 = 5,38 \text{ cm}$

deren Kolbengeschwindigkeit gegeben ist mit . . .  $v = 0,30 \text{ „}$

Der Druck in den Pumpen ist gleich dem Druck im Accumulator plus einem Betrag für die Stopfbüchsenreibung des letzteren. Das Gewicht des Accumulatorkolbens mit Kessel und Füllung entspricht einem Druck von . . . . .  $30273 \text{ kgr}$

Mit 1,5 % für obengenannte Stopfbüchsenreibung

erhalten wir  $30273 \cdot 1,015 \text{ . . . . .} = 30727 \text{ kgr}$

d. h. im Pumpwerk herrscht ein Druck von

$$p_1 = \frac{30727}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{30727}{962,11} \text{ . . . . .} = 32,4 \text{ Atm.}$$

Werden die passiven Widerstände zu ca. 15 % geschätzt, entsprechend einem Nutzeffekte von 85 %, so ist die nöthige Betriebskraft

$$N = \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} \cdot p_1 \cdot v}{75} \cdot 1,15 \text{ . . . . .} = 3,4 \text{ Pfdst.}$$

$\approx 4 \text{ „}$

Dampfmaschine. Die Betriebsdampfmaschine wird als einfache Hochdruckmaschine ohne Expansion ausgeführt.

Für eine Dampfspannung im Kessel von . . .  $3 \text{ Atm.}$

Ueberdruck und für eine angenommene Kolben-

geschwindigkeit von . . . . .  $1 \text{ m pro Sec.}$

ergaben sich folgende Hauptdimensionen der Maschine:

Cylinderdurchmesser . . . . .  $D = 16 \text{ cm}$

Umdrehungszahl . . . . .  $n = 90$

Kolbenhub . . . . .  $s = 33,4 \text{ cm}$

Kurbellänge . . . . .  $a = 16,7 \text{ „}$



Auf der Schwungradwelle sitzt eine Riemenscheibe von 60 cm Durchmesser, von der aus mit der Uebersetzung 1 : 1 die Wandtransmission angetrieben wird. Die letztere überträgt ebenfalls mit der Uebersetzung 1 : 1 durch Riemenscheiben die Bewegung auf eine Zwischenwelle des Pumpwerks, von wo aus mittelst Zahnräderübersetzung von 1 : 3 die nöthige Tourenzahl der Kurbelwelle des Pumpwerks erzielt wird.

A. Kappes.



Fig. 1.

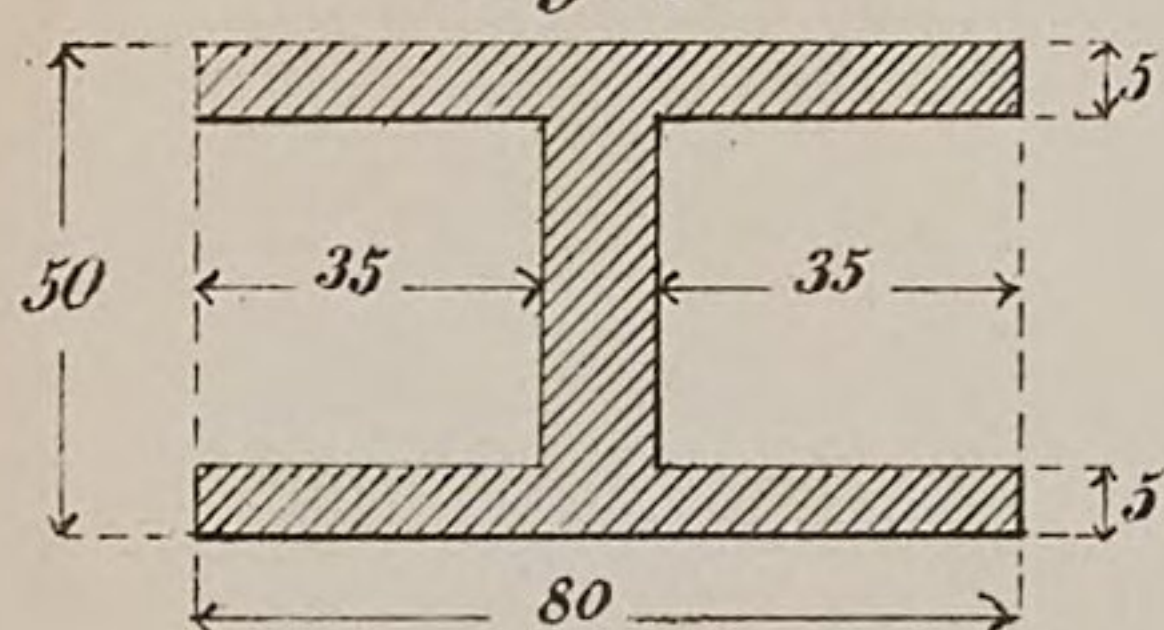


Fig. 2.

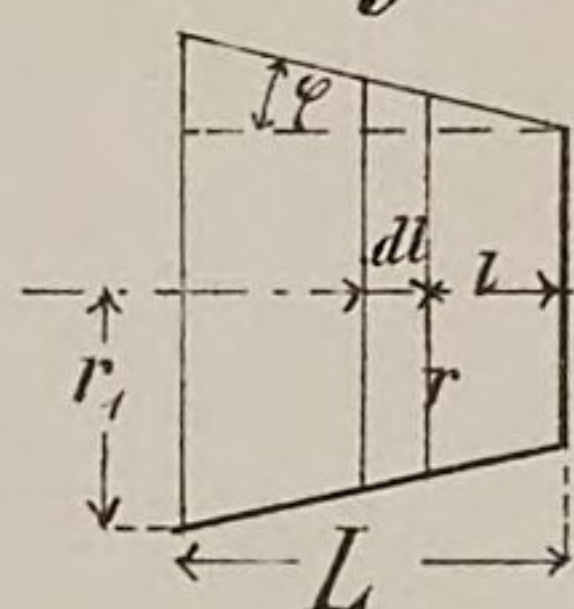


Fig. 3.

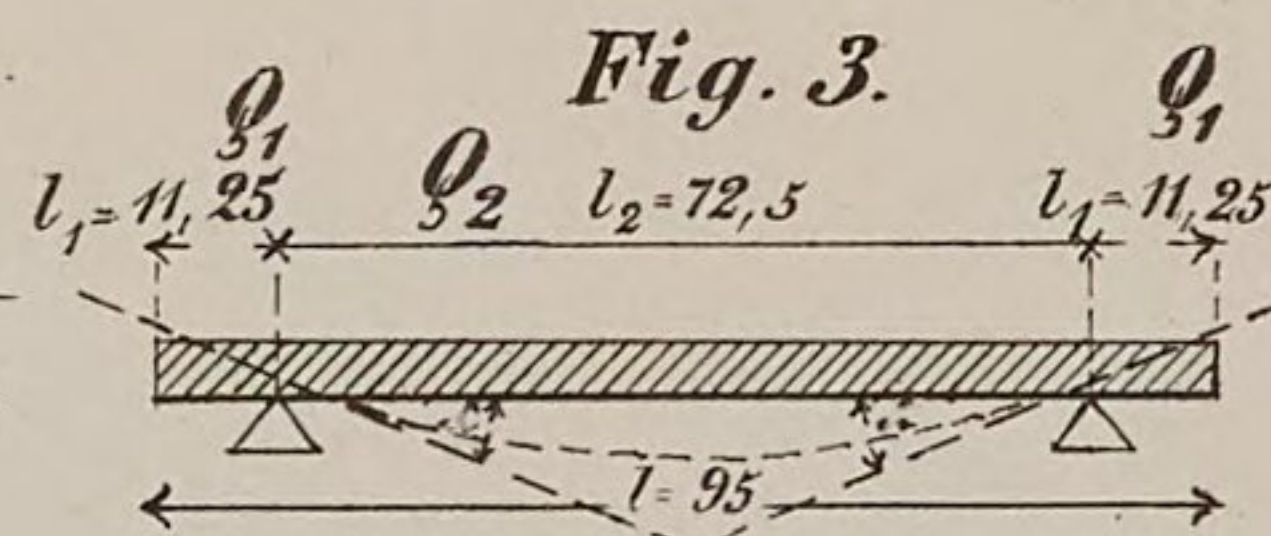


Fig. 4.

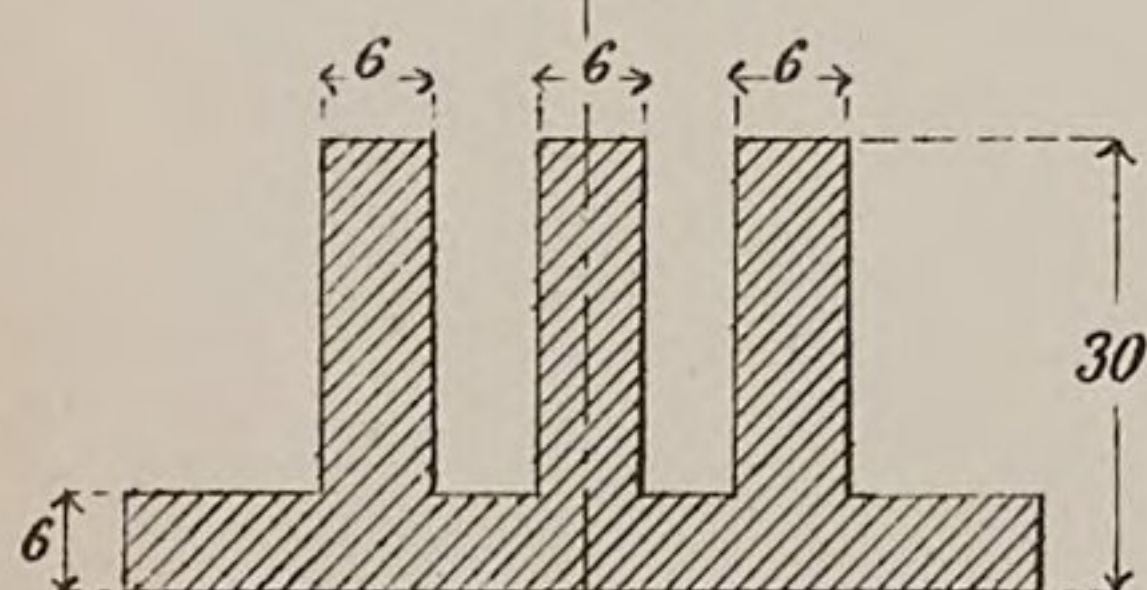


Fig. 5.

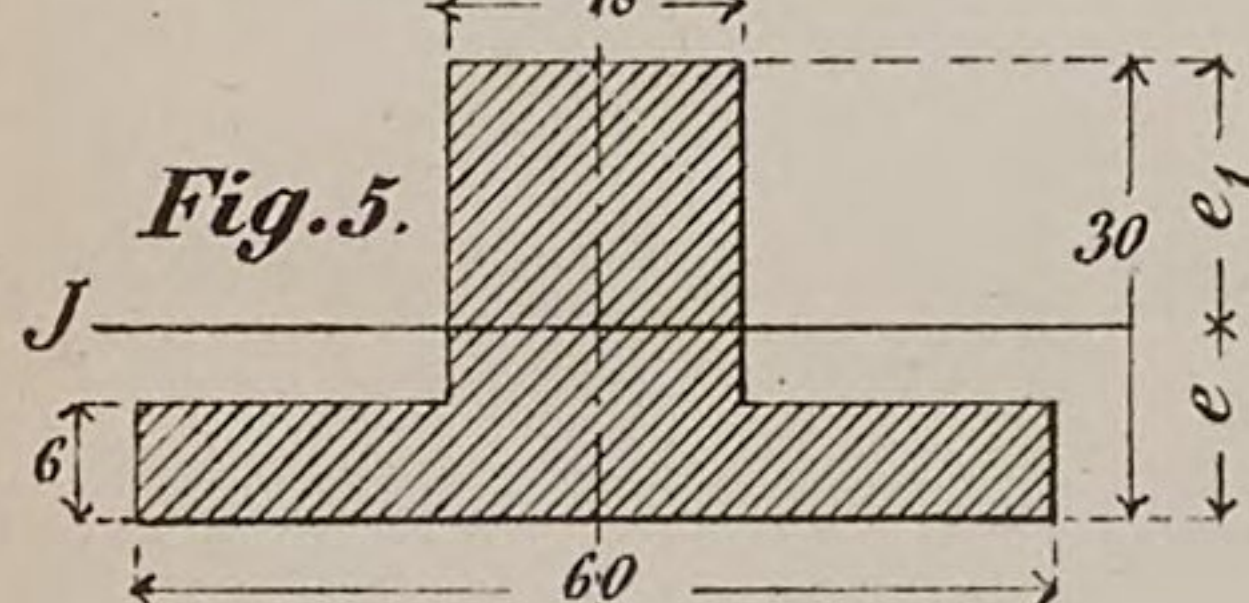


Fig. 7.

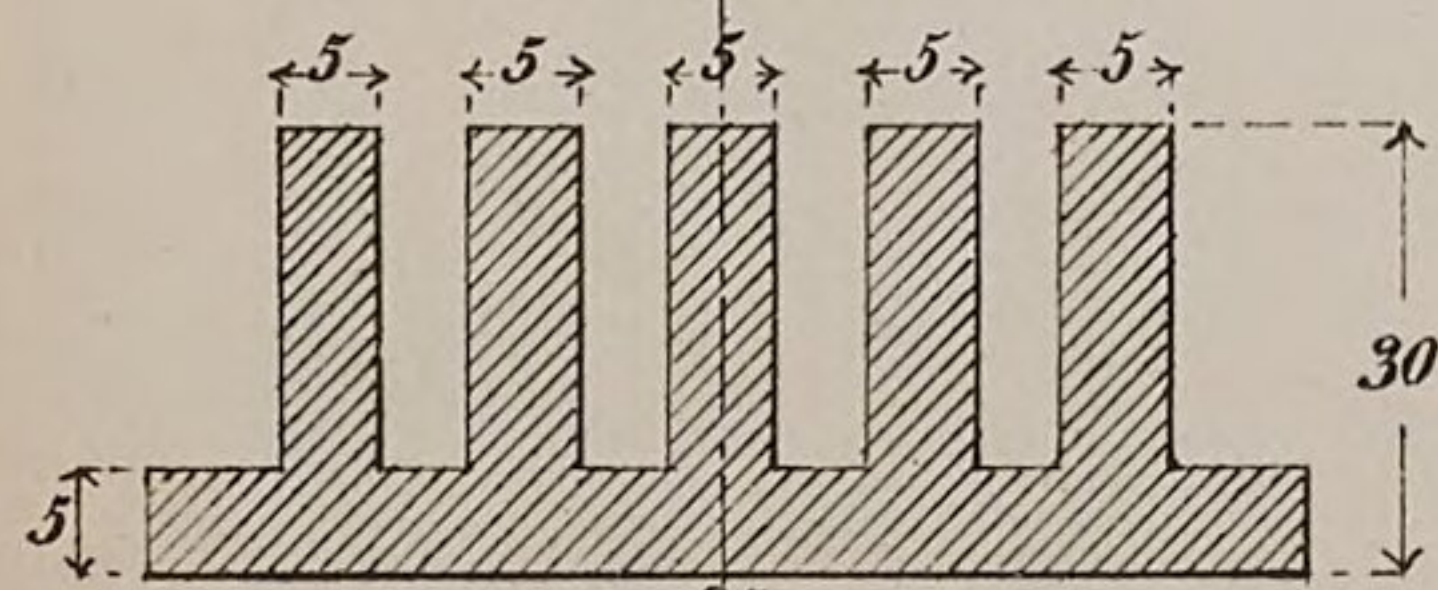


Fig. 8.

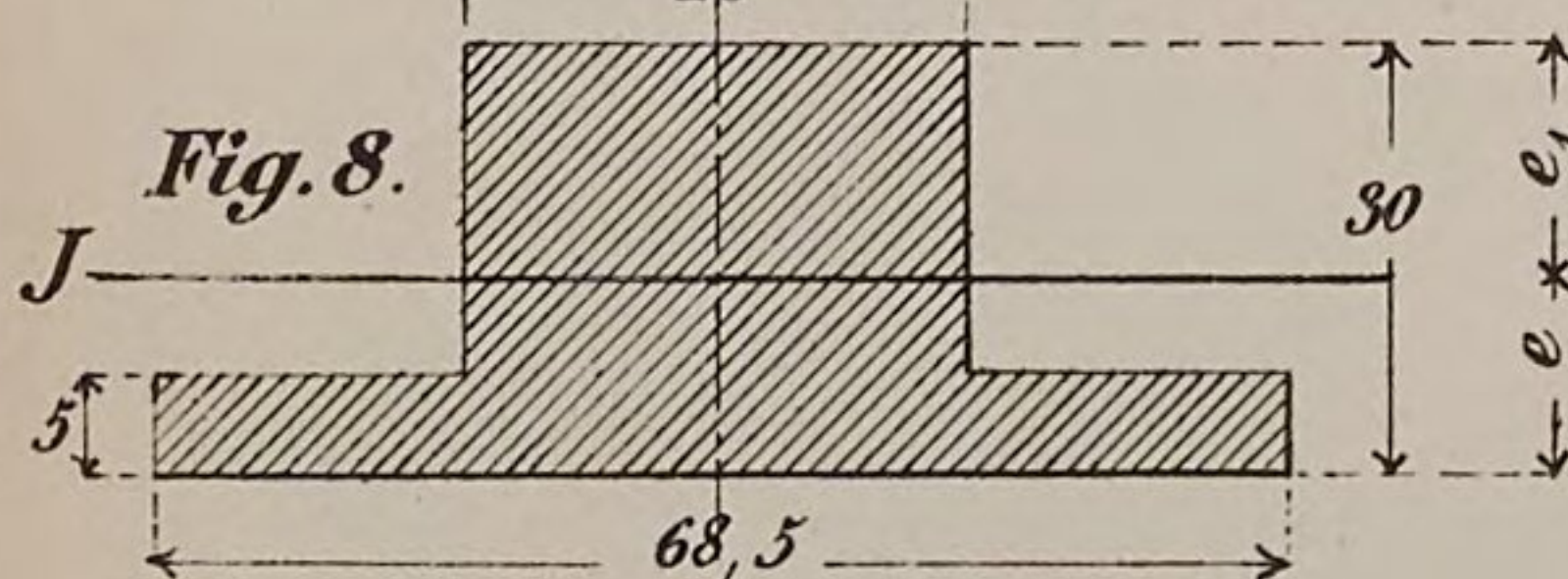


Fig. 11.

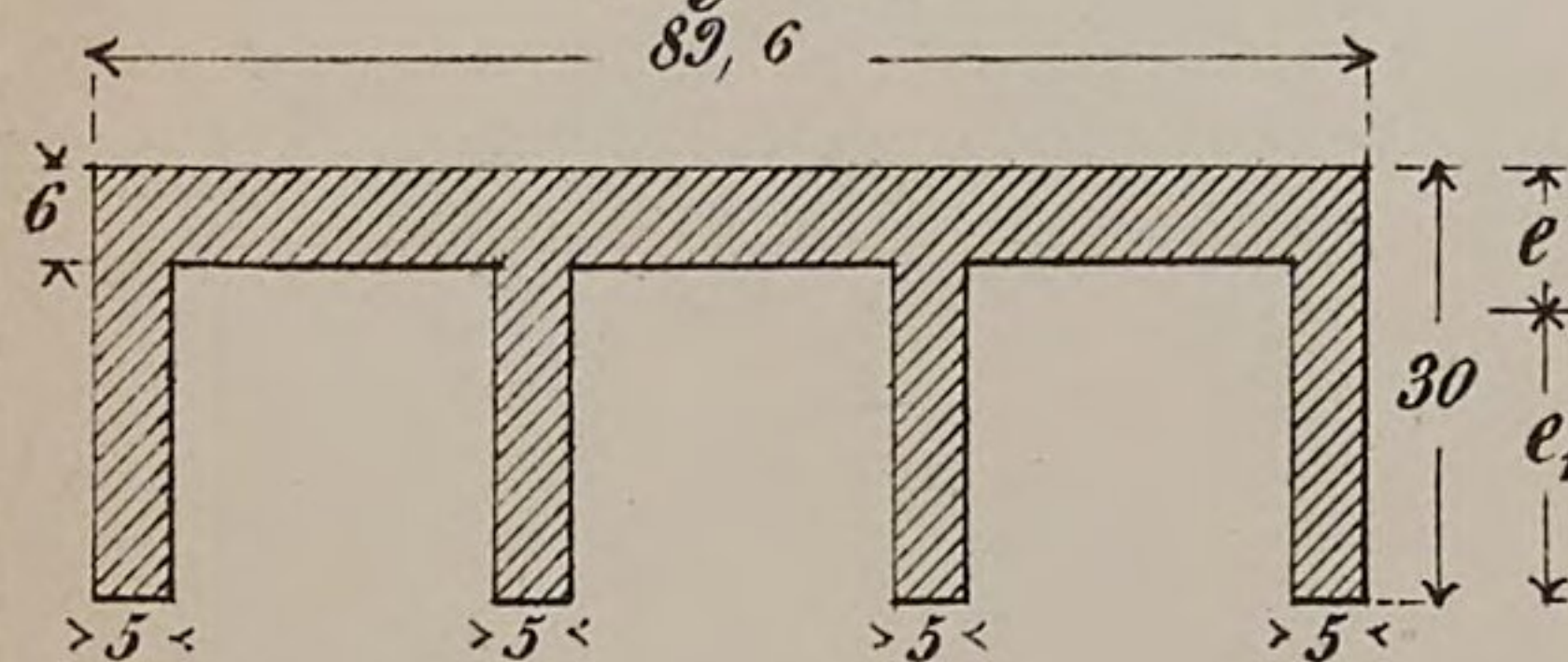


Fig. 12.

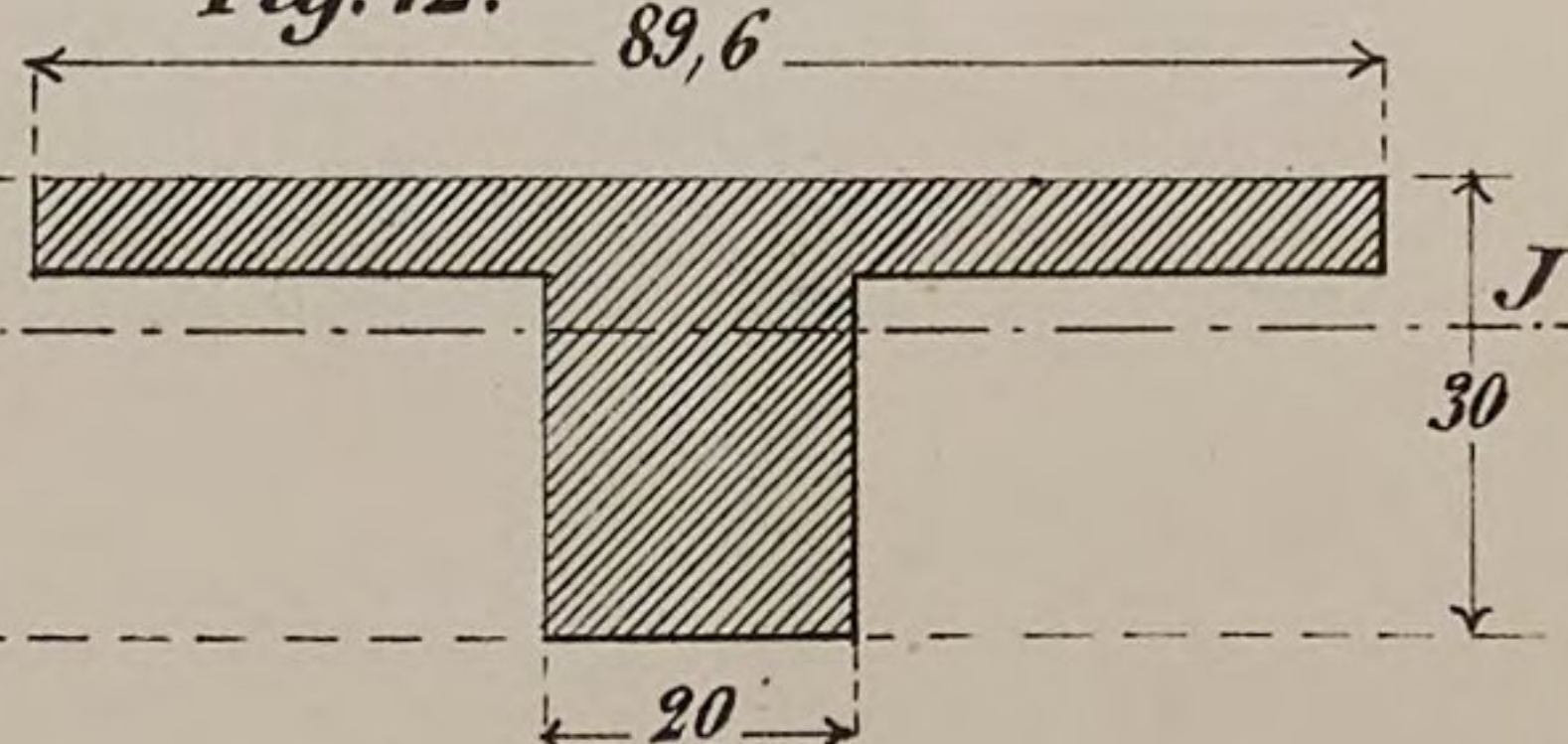


Fig. 13.

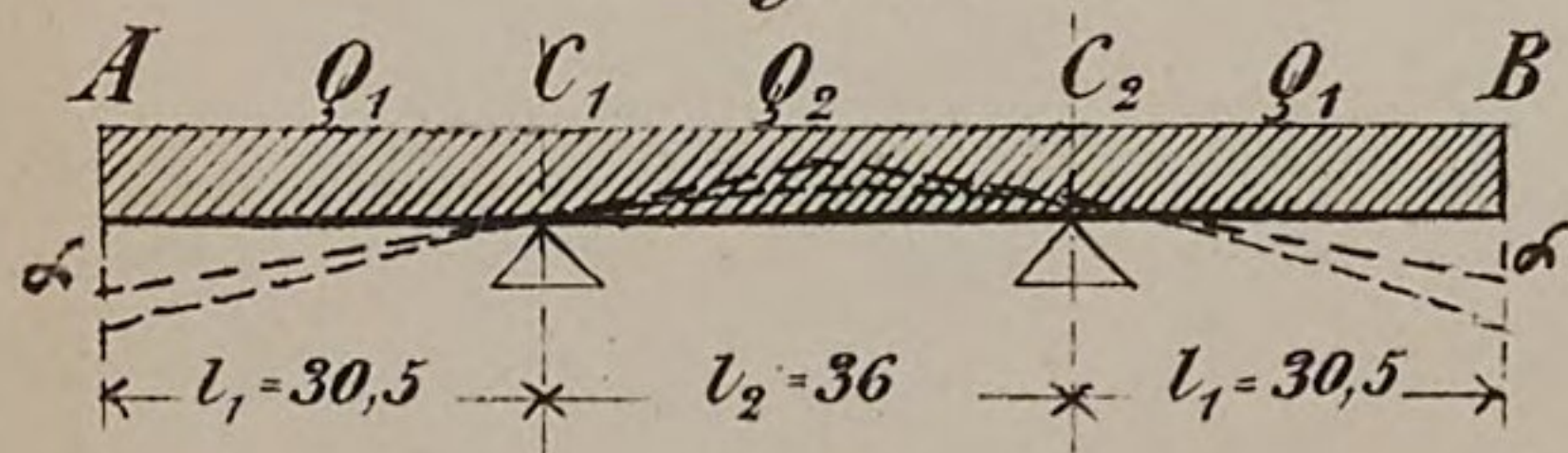
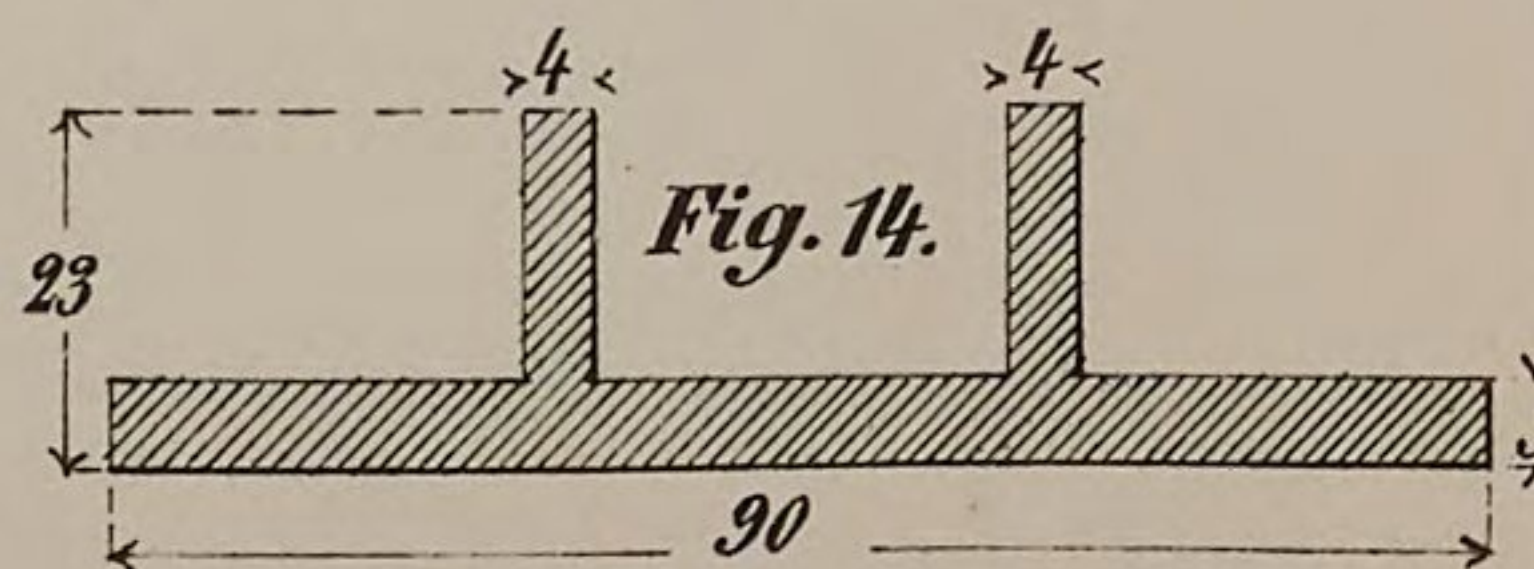


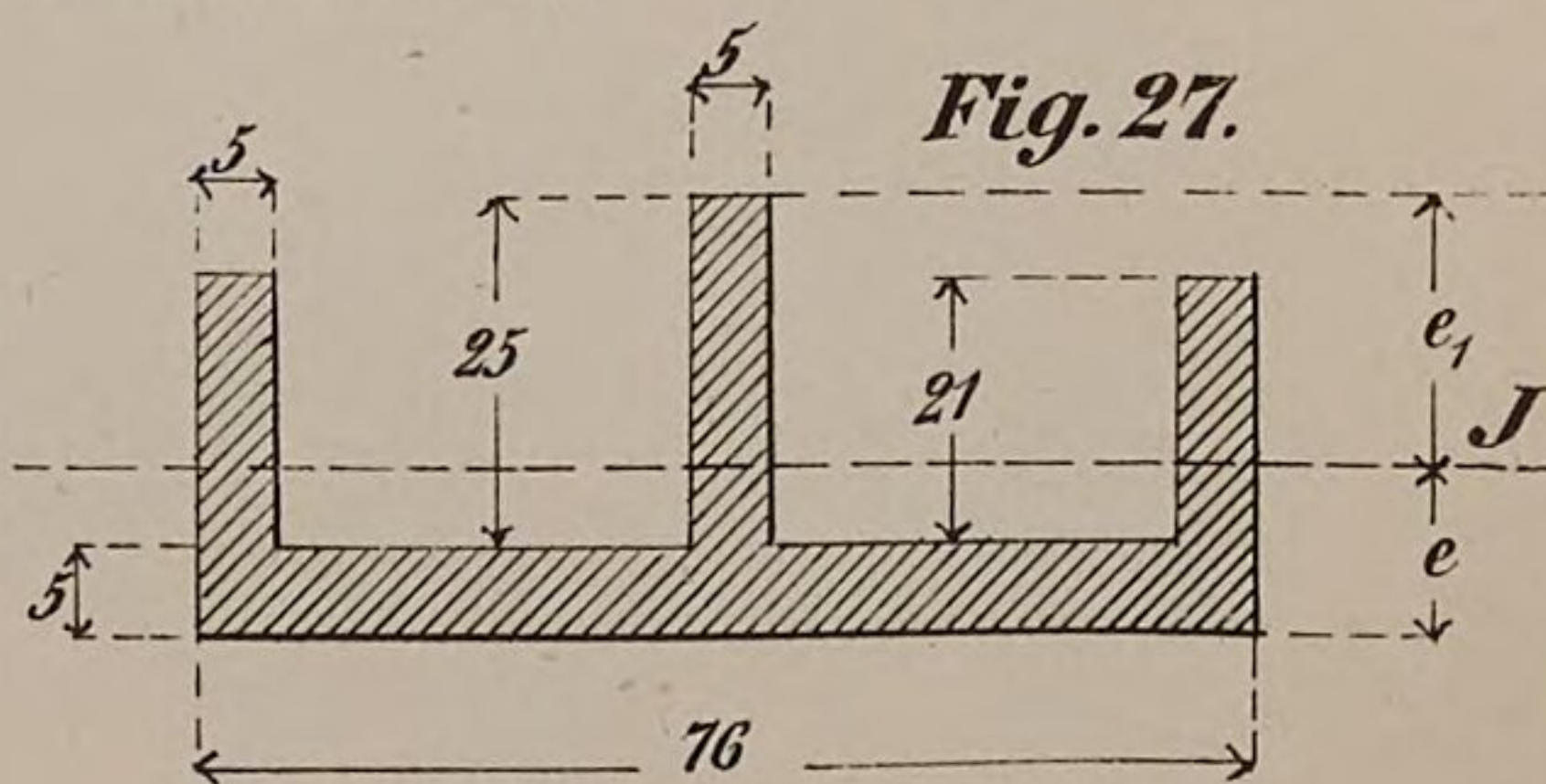
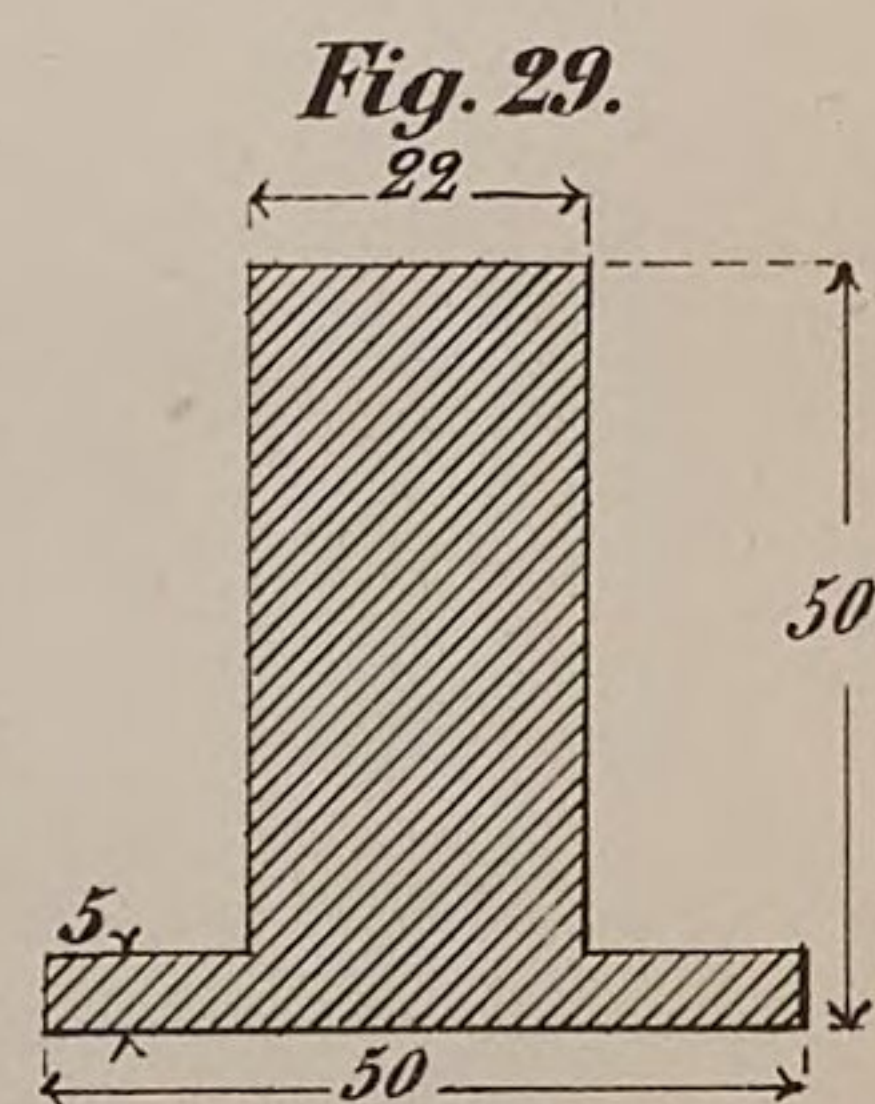
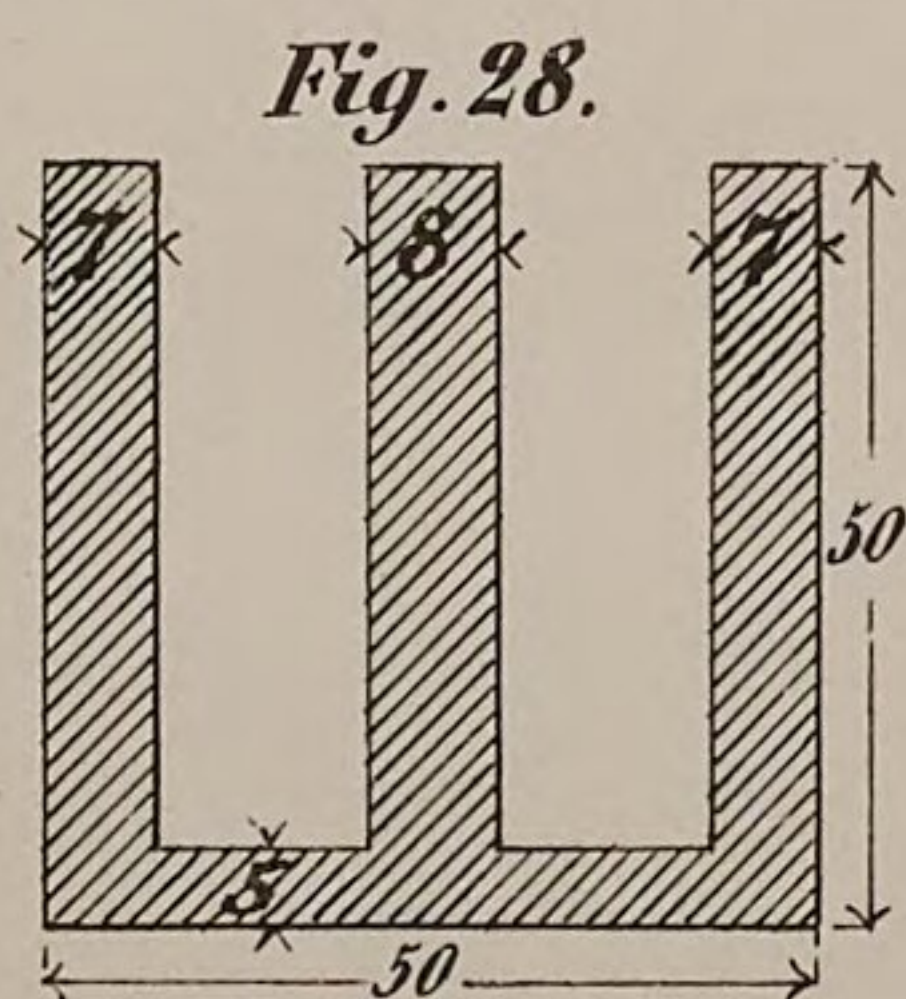
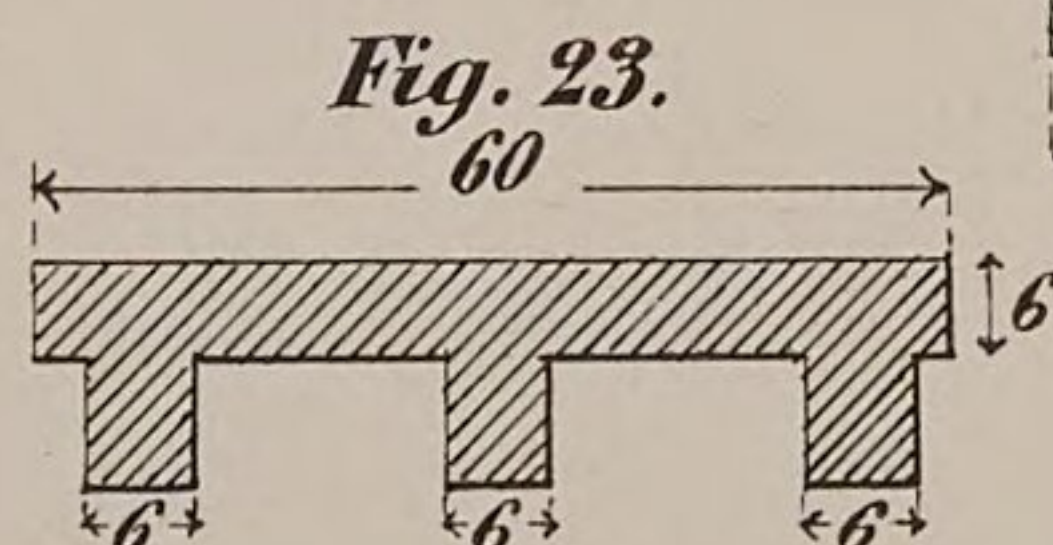
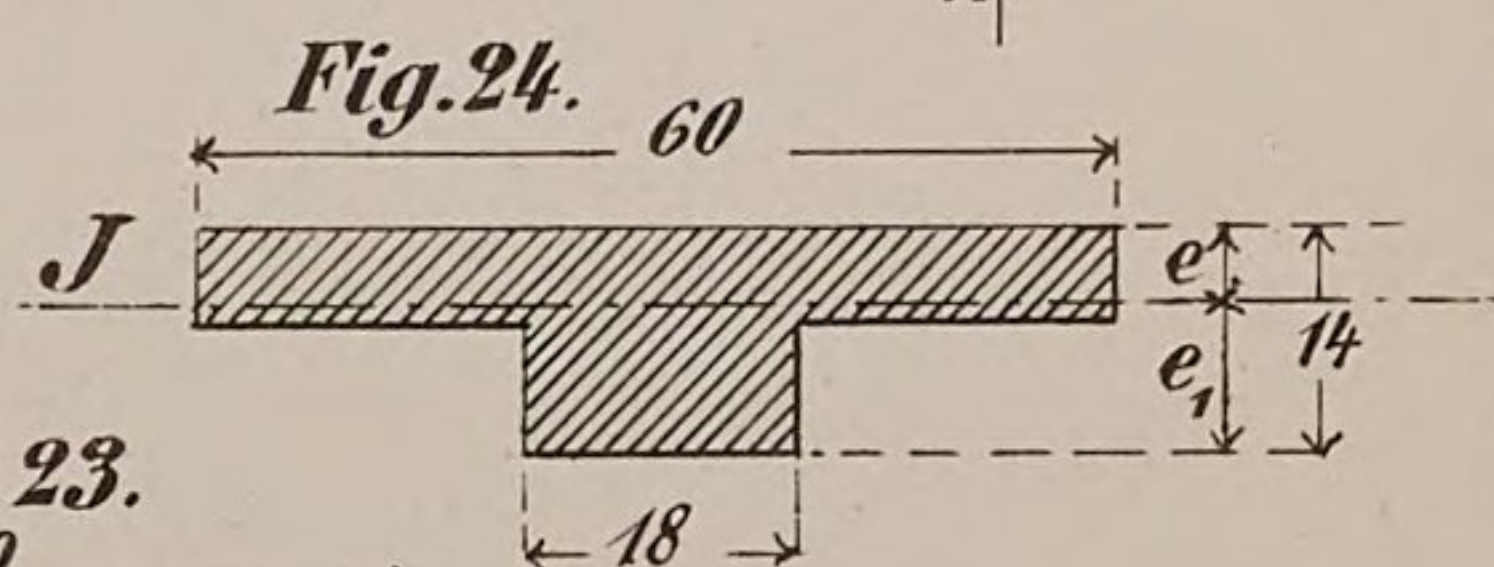
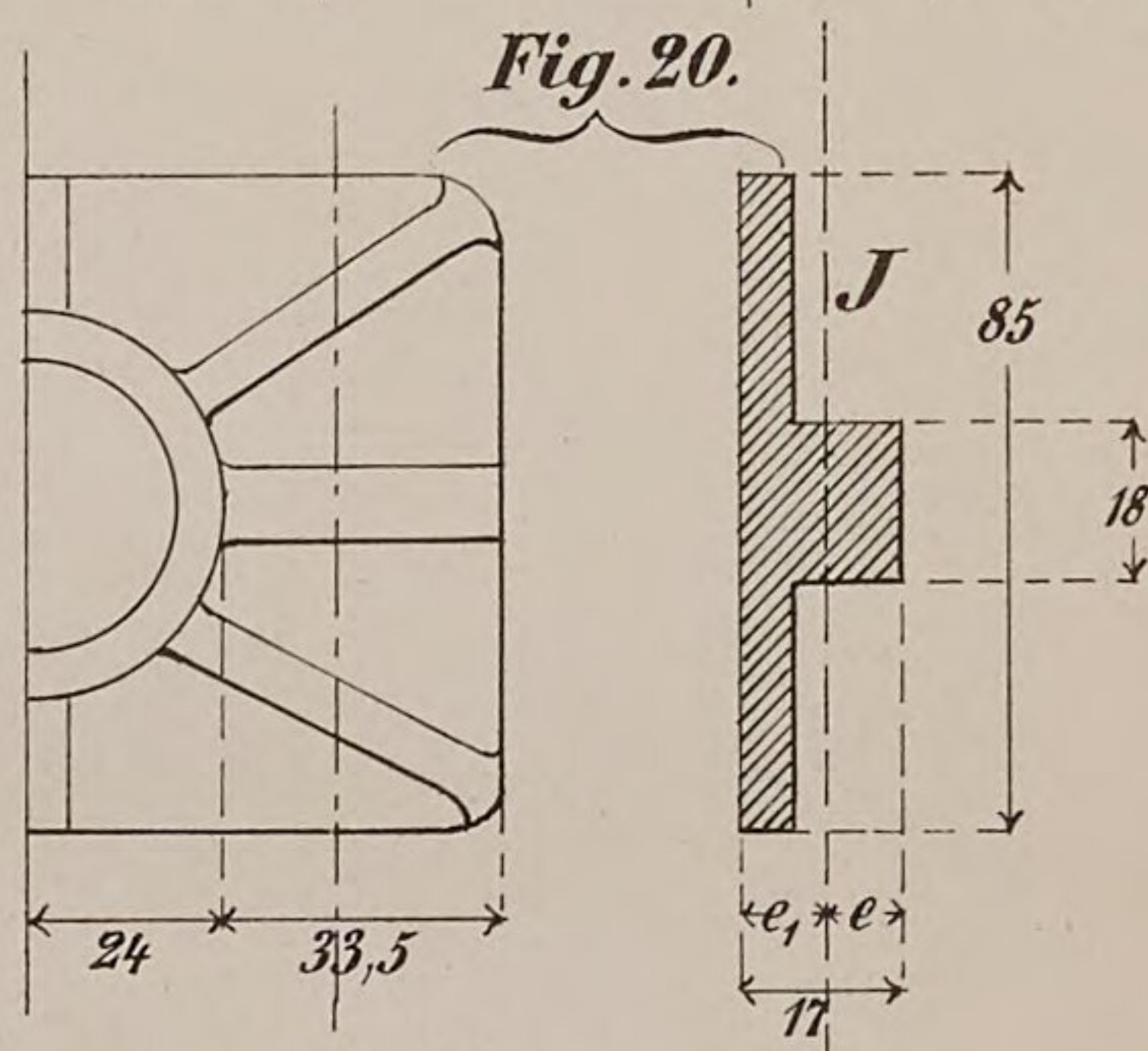
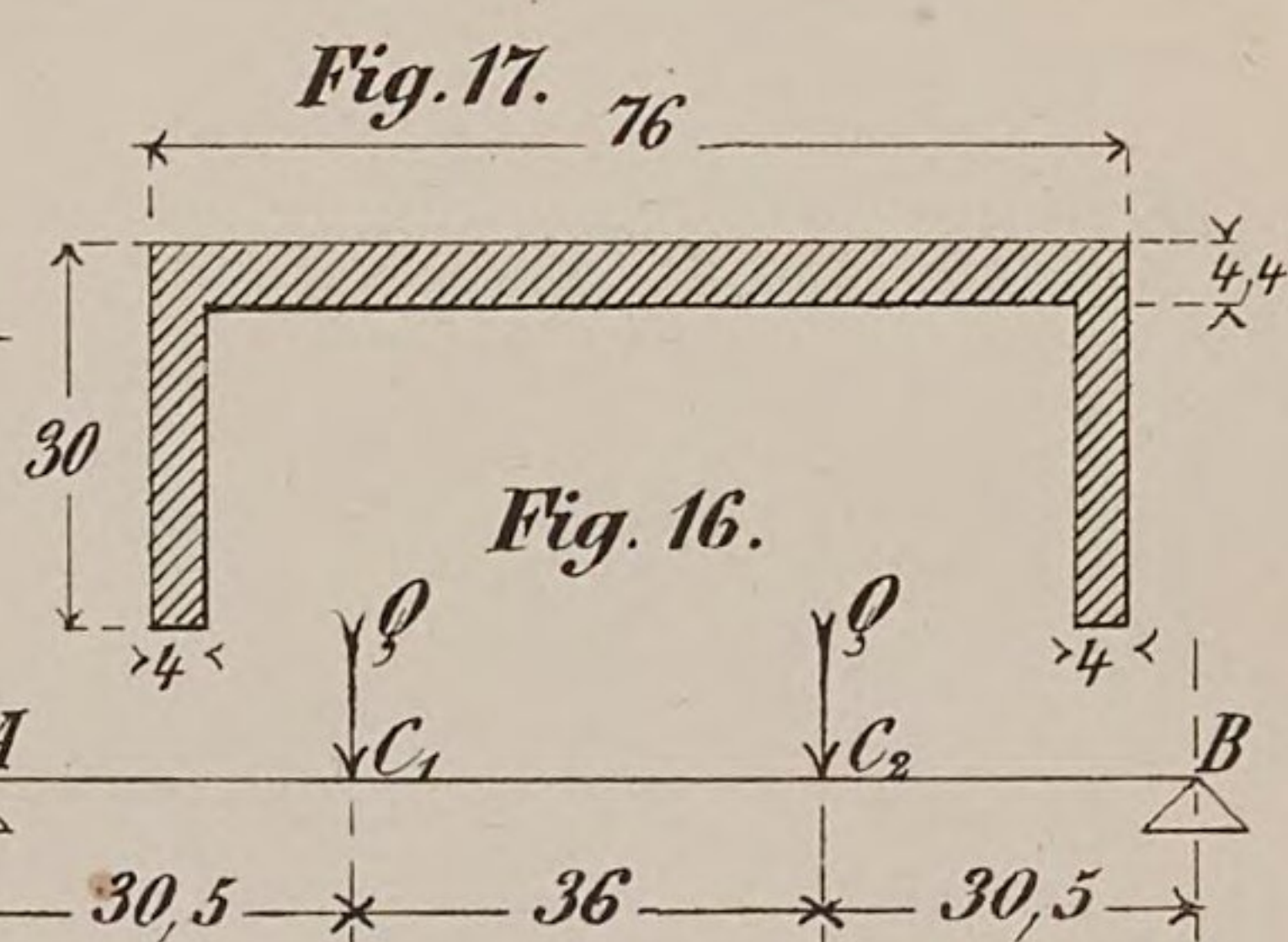
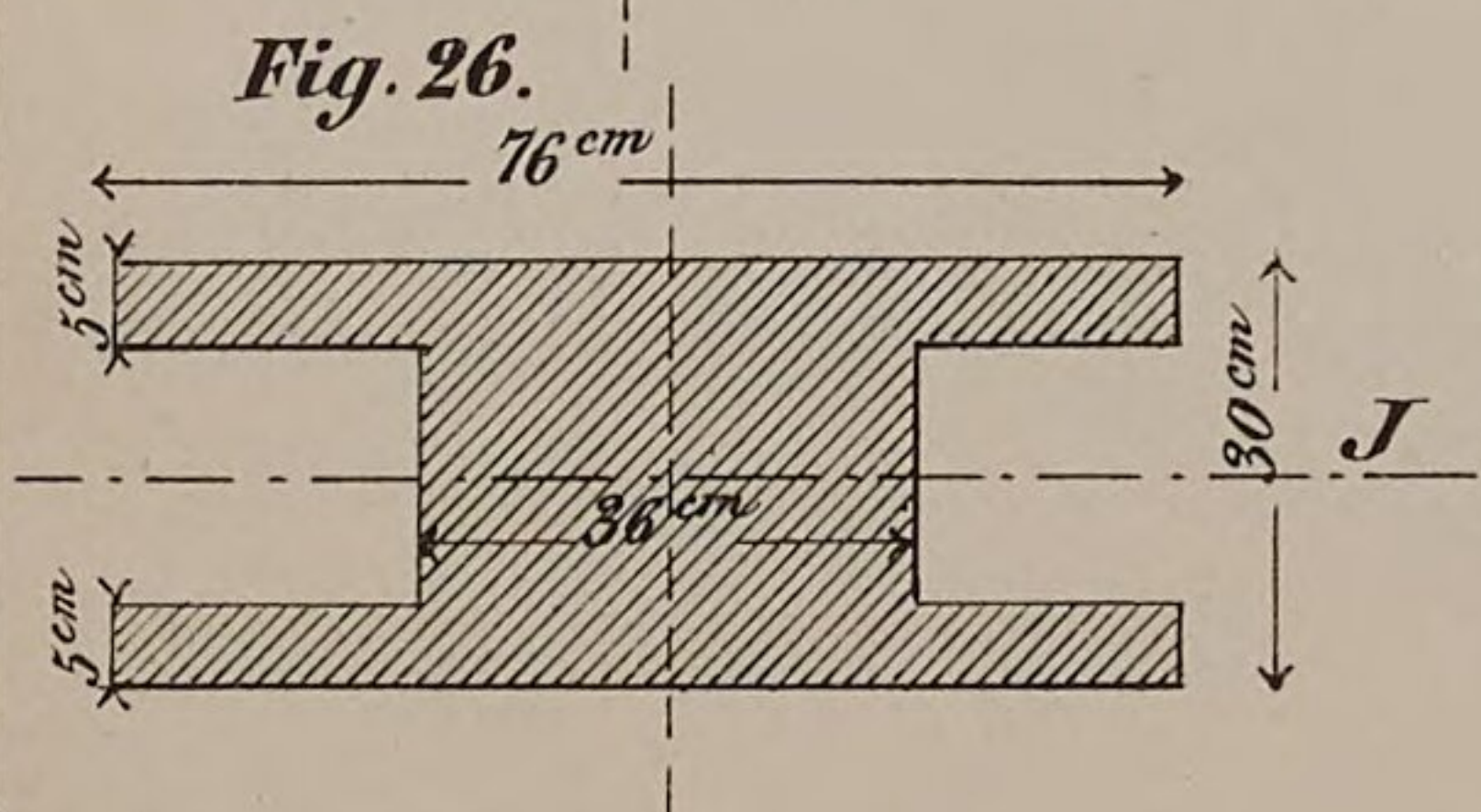
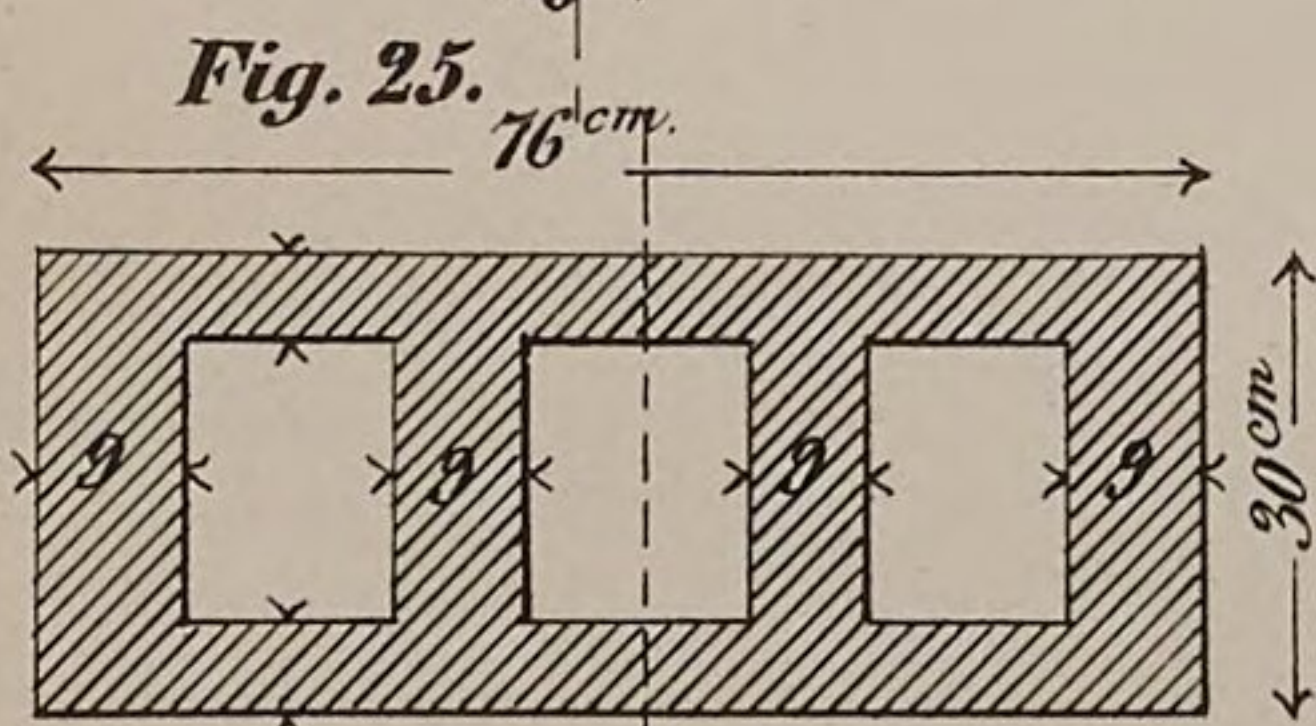
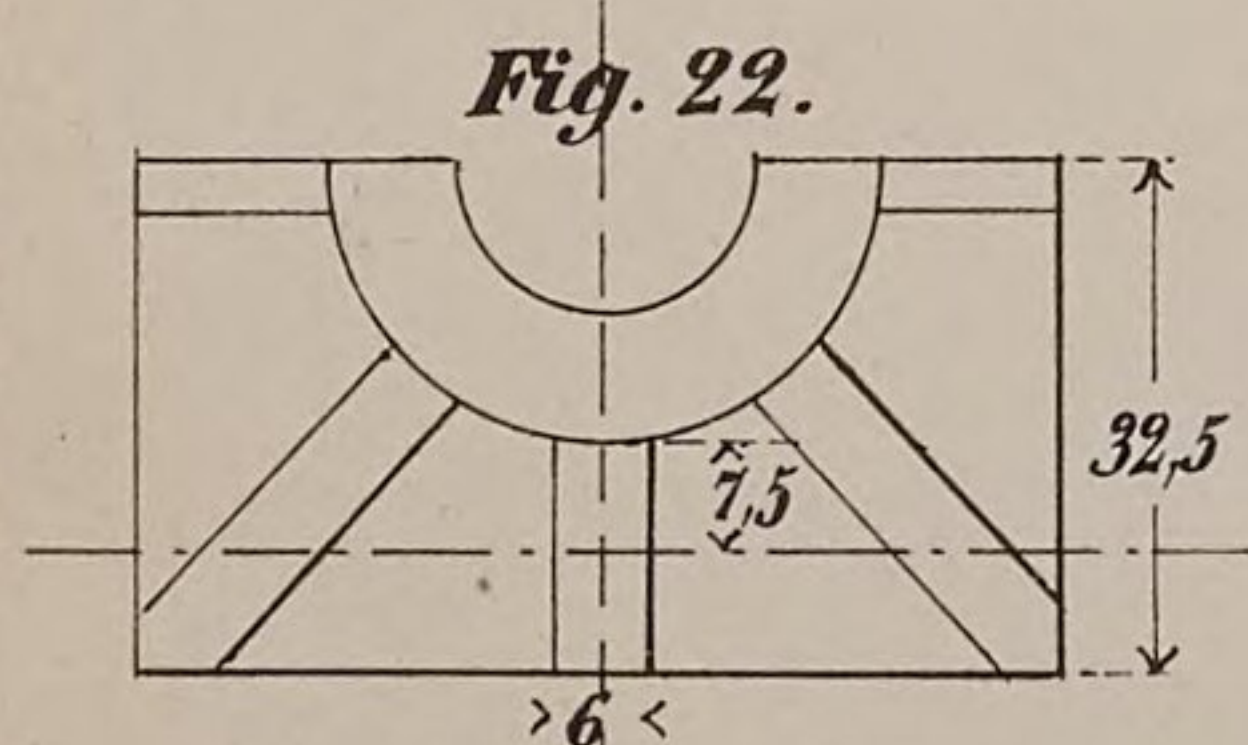
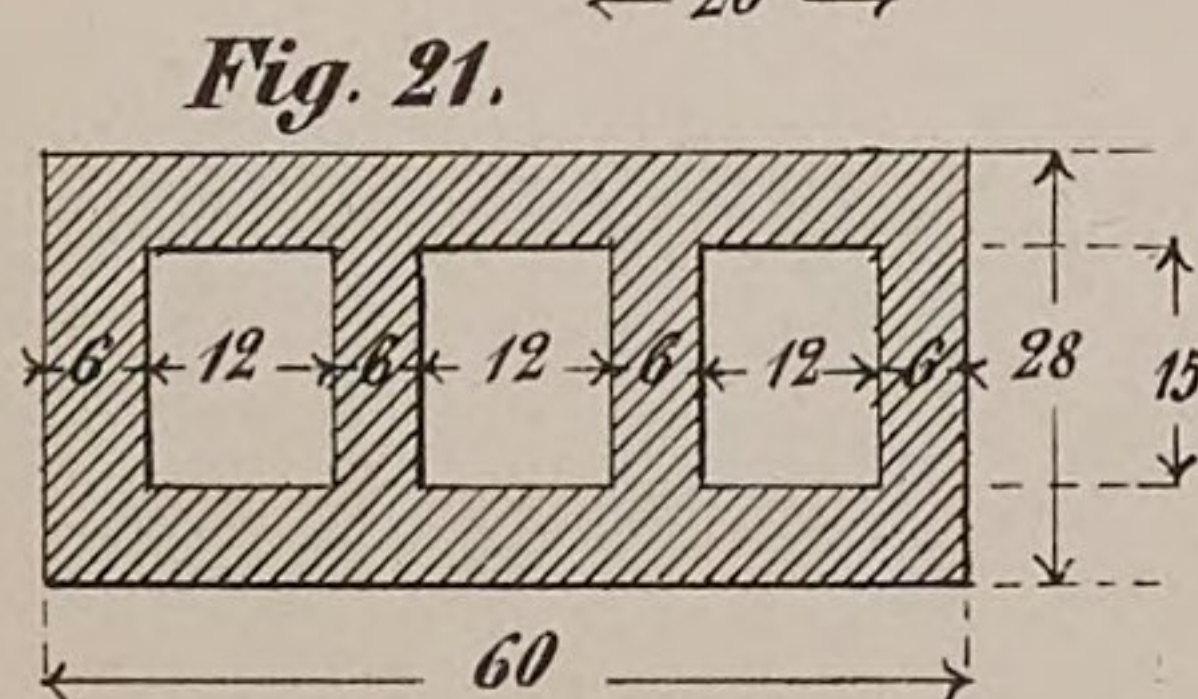
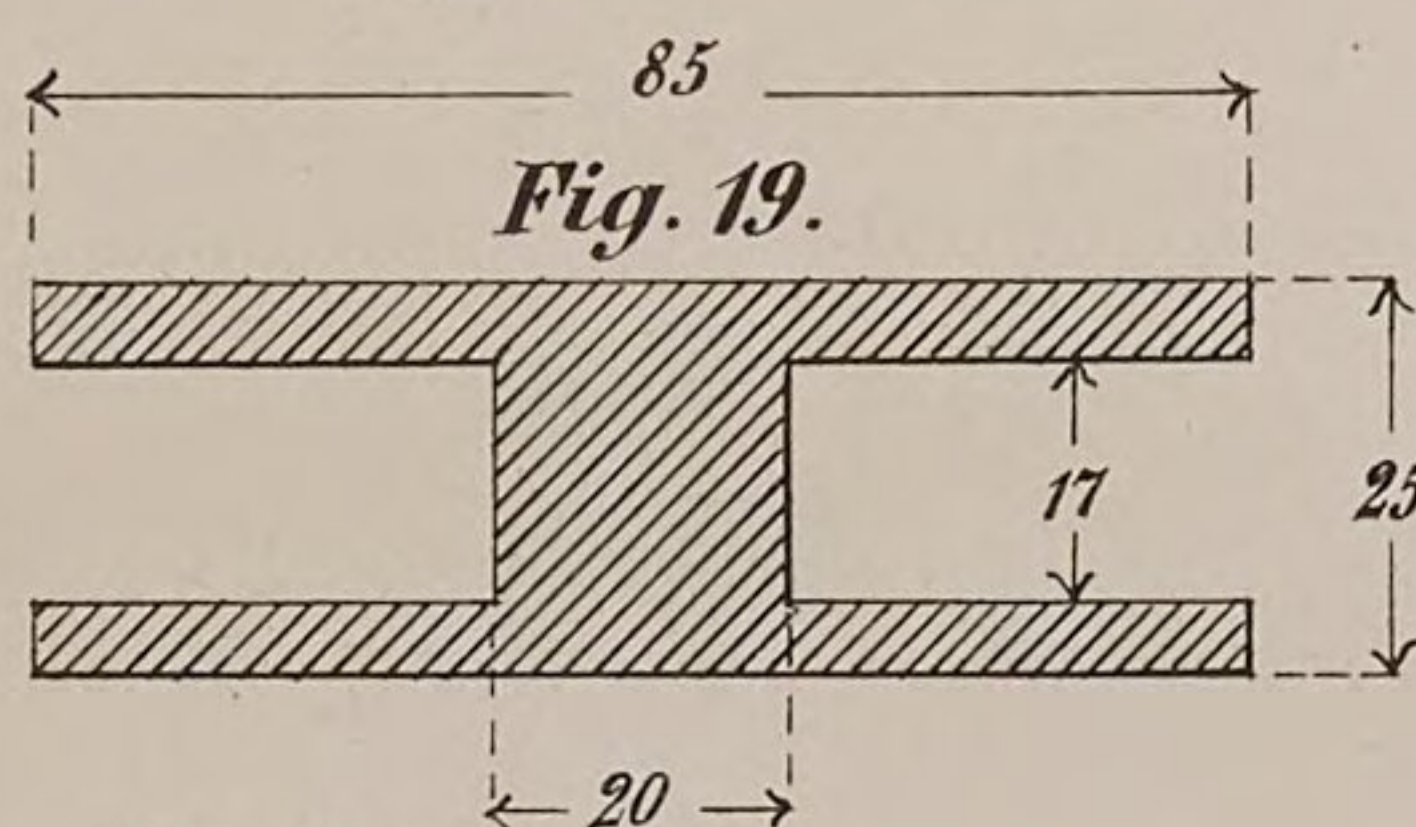
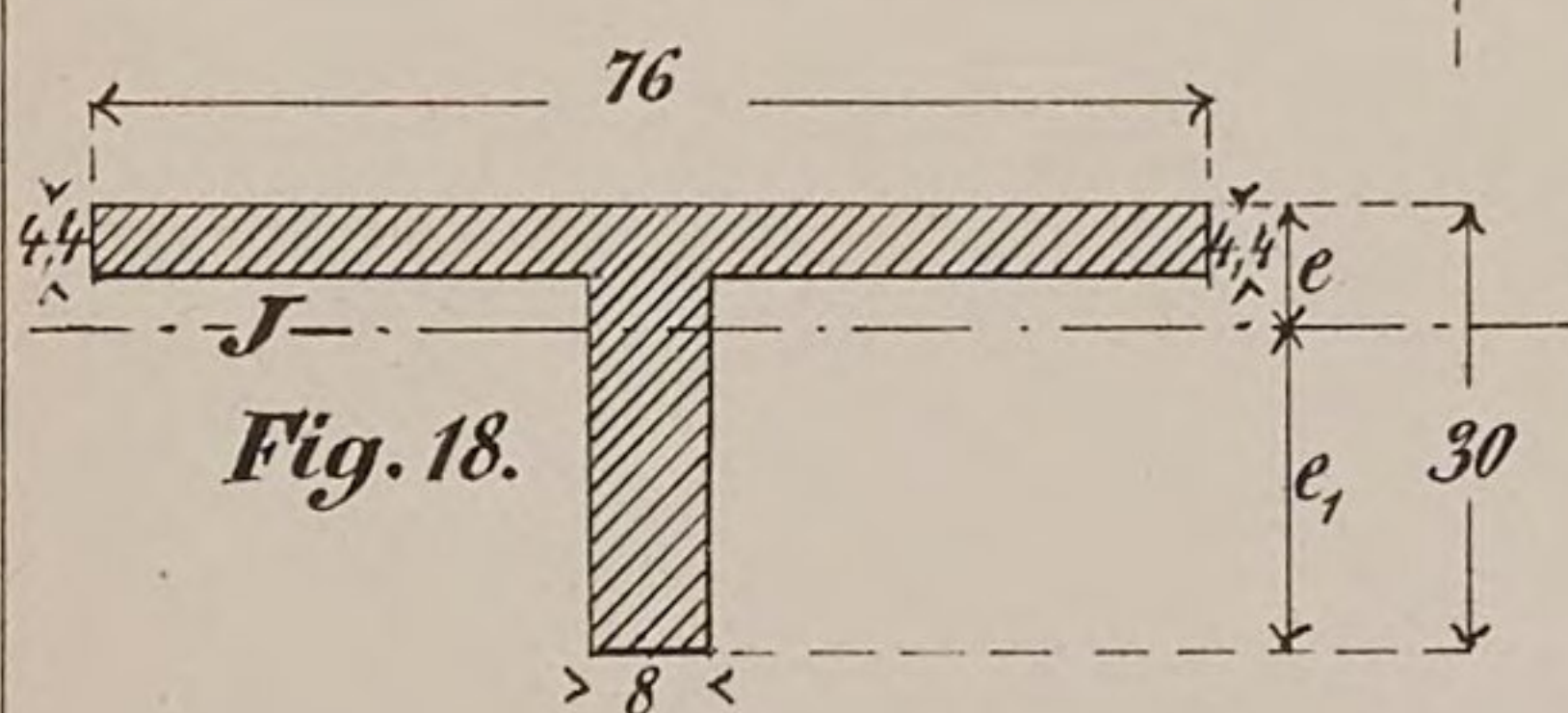
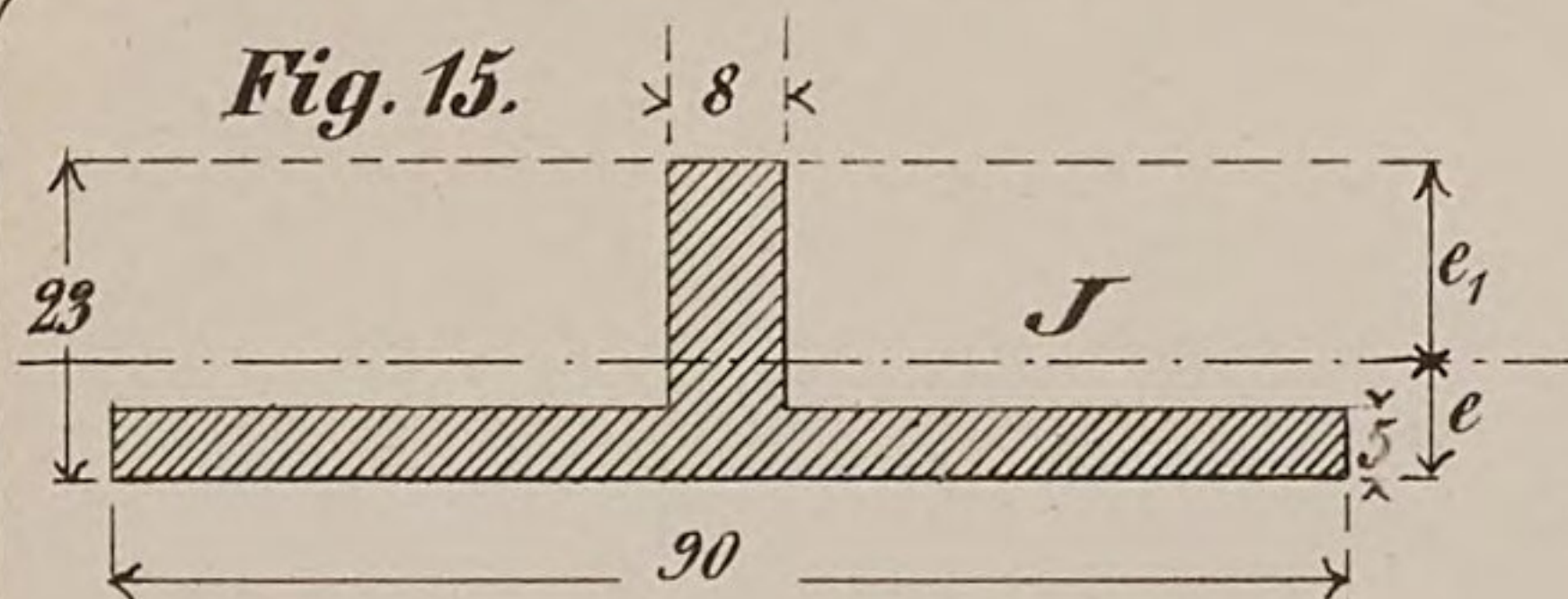
Fig. 14.



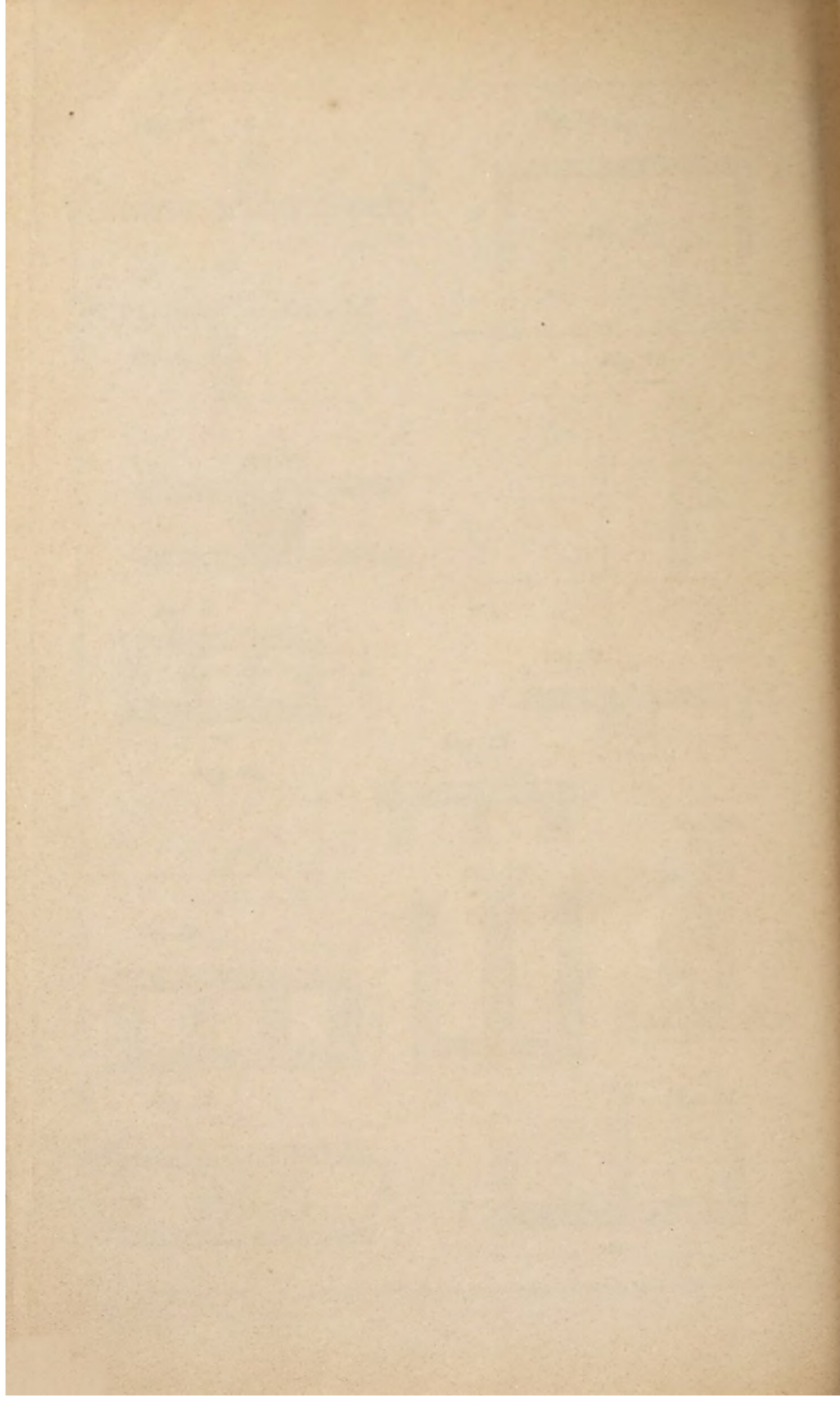














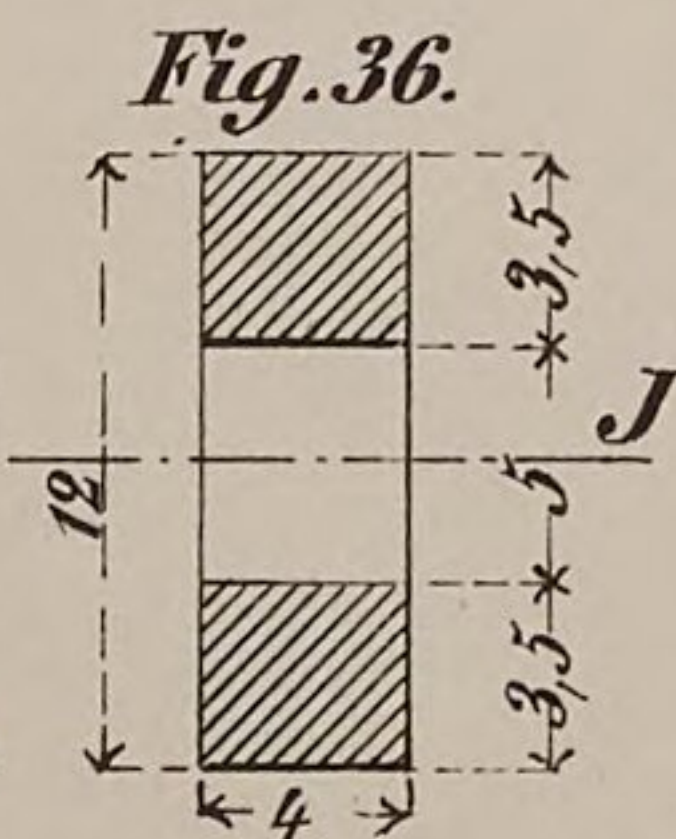
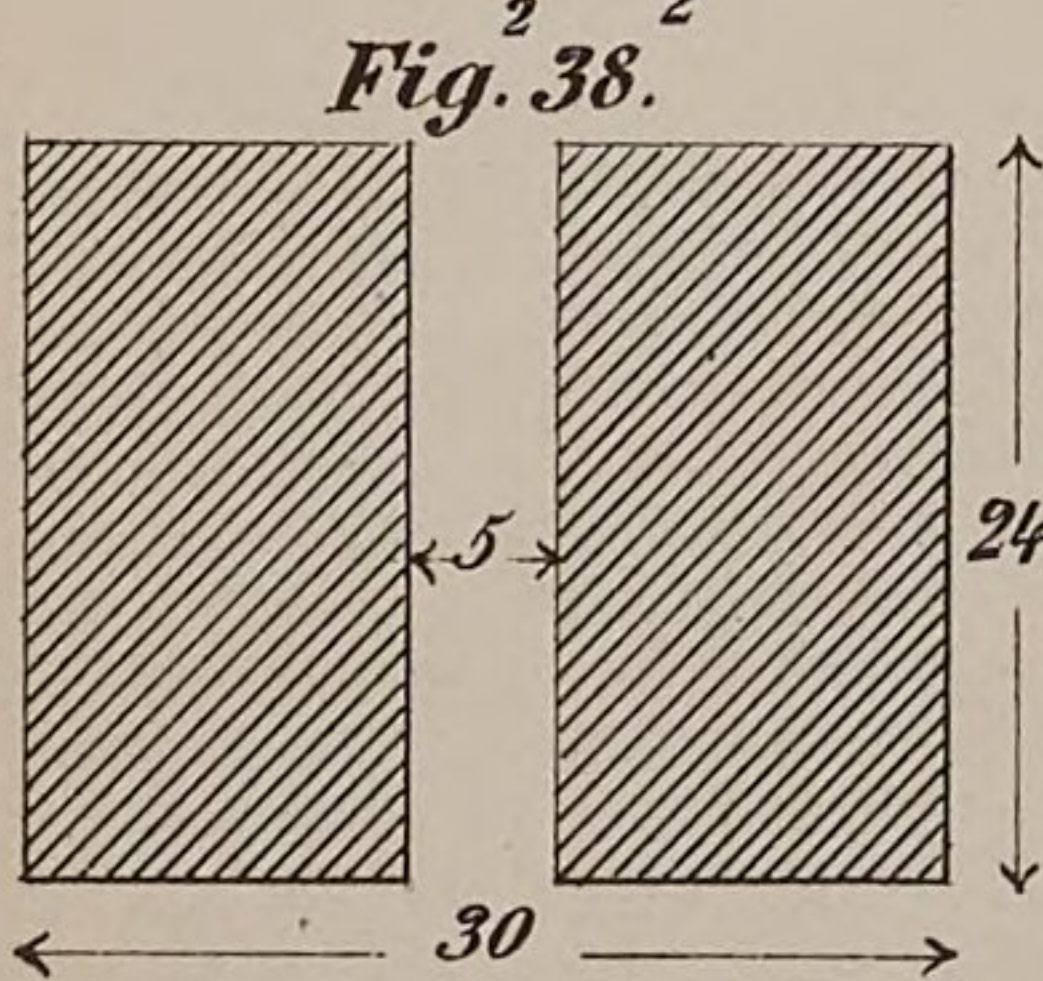
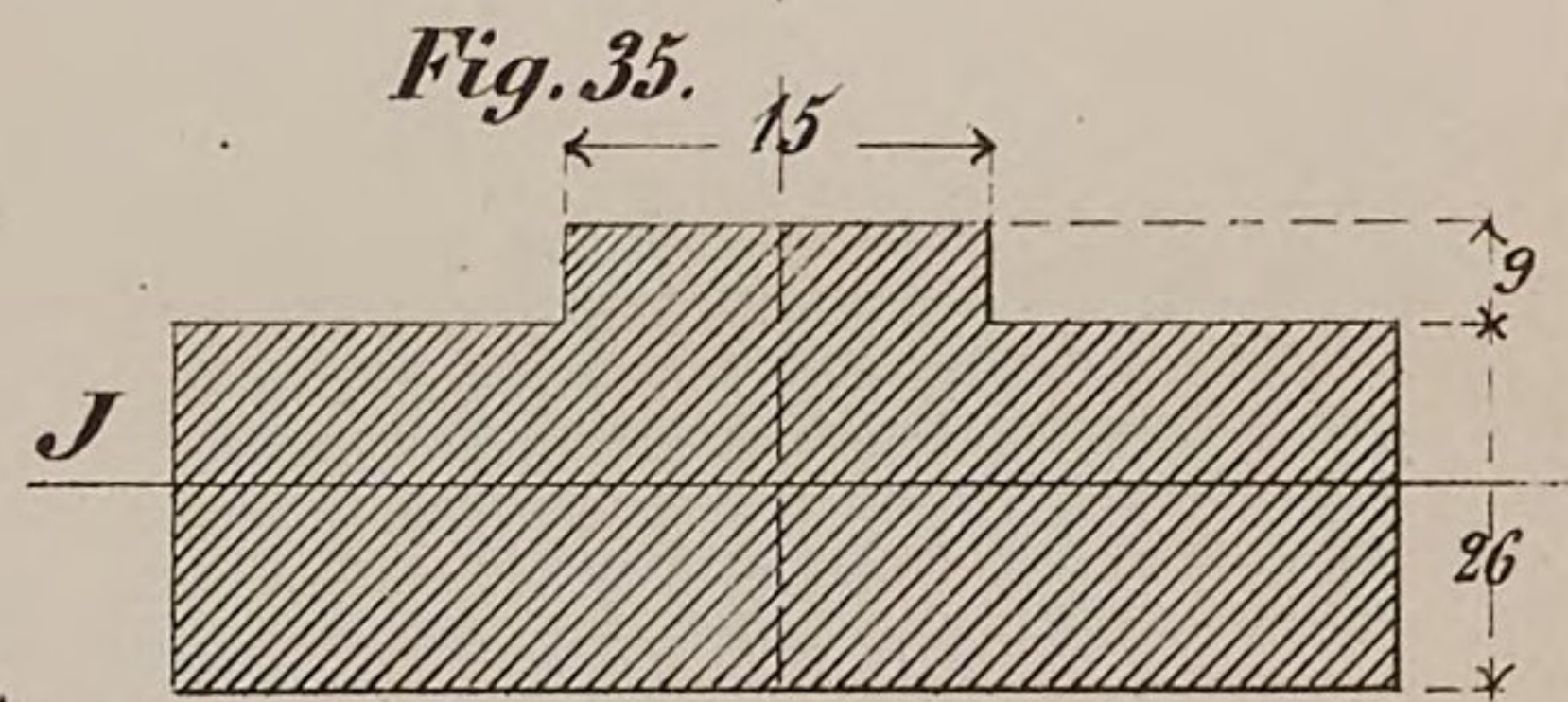
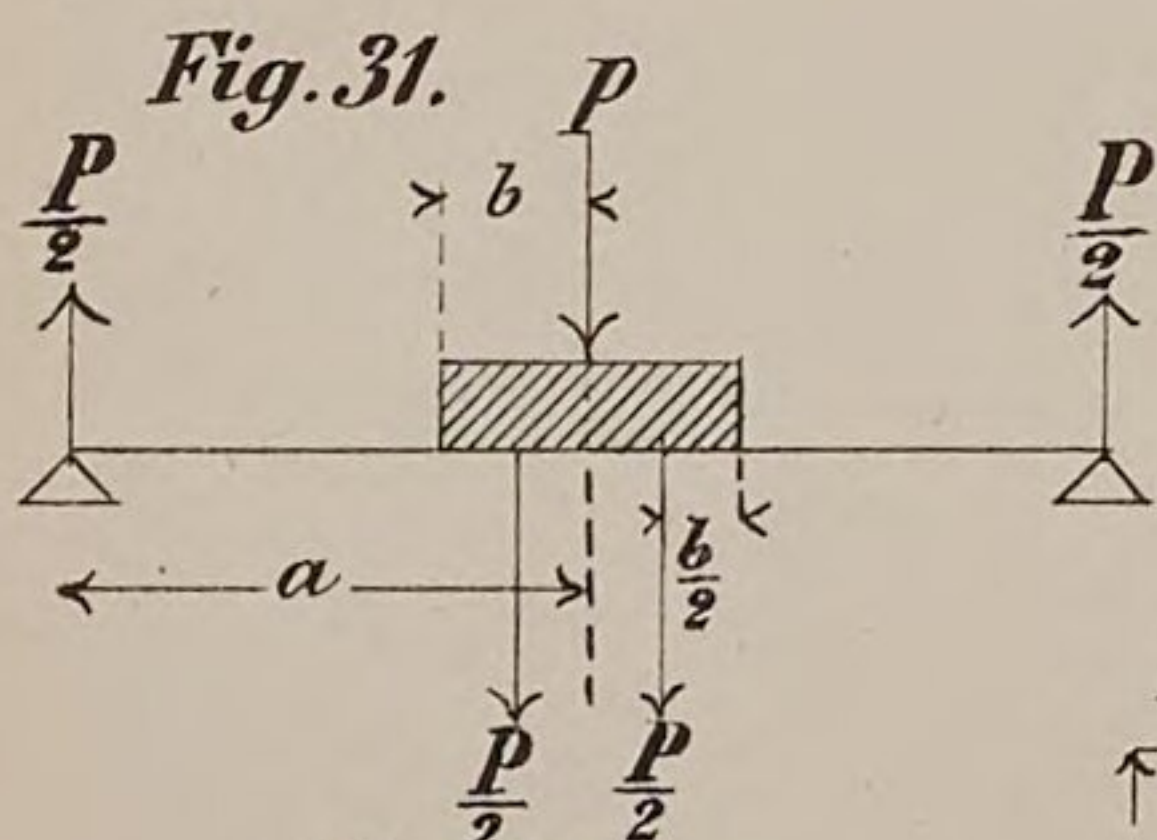
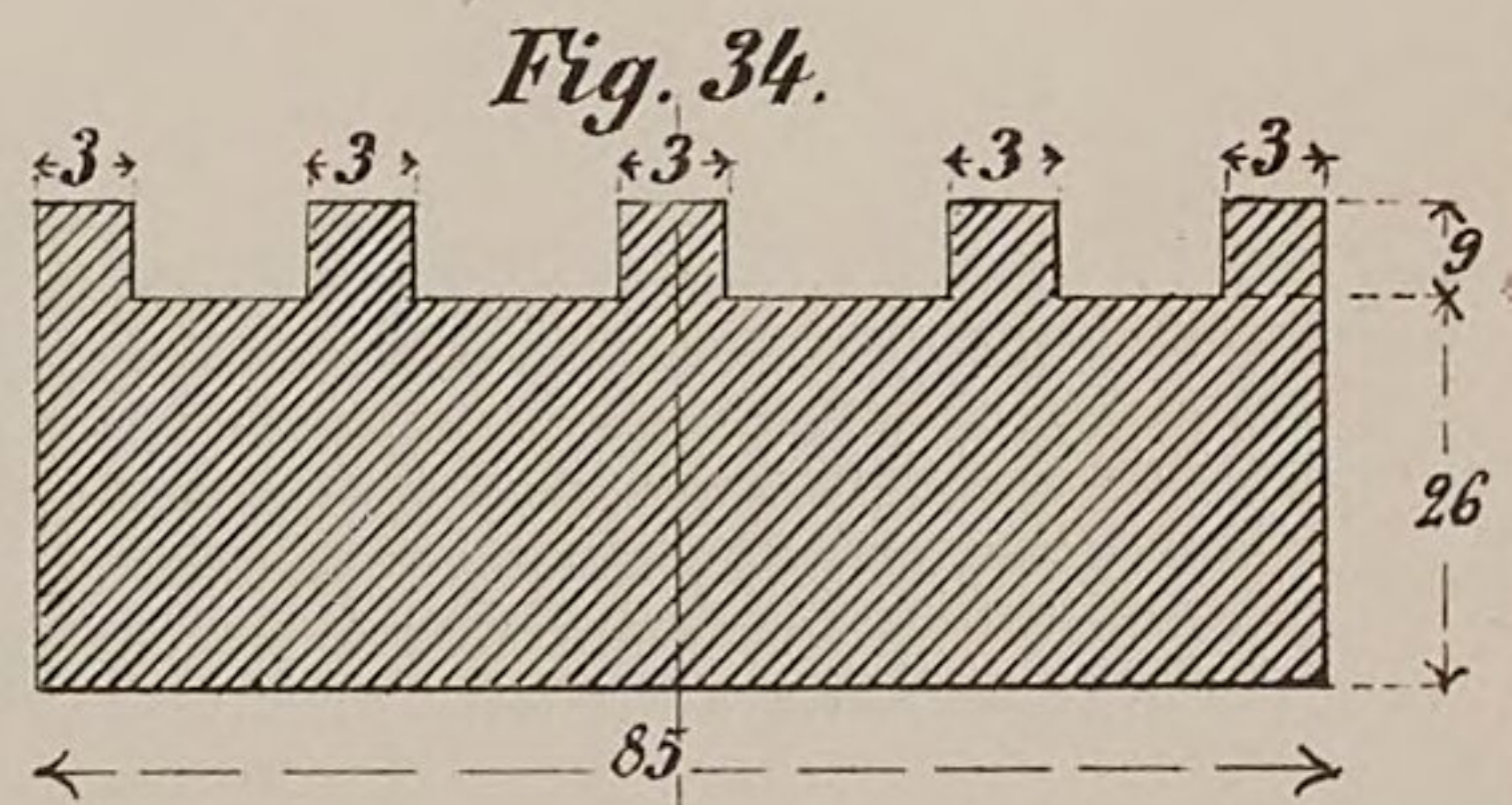
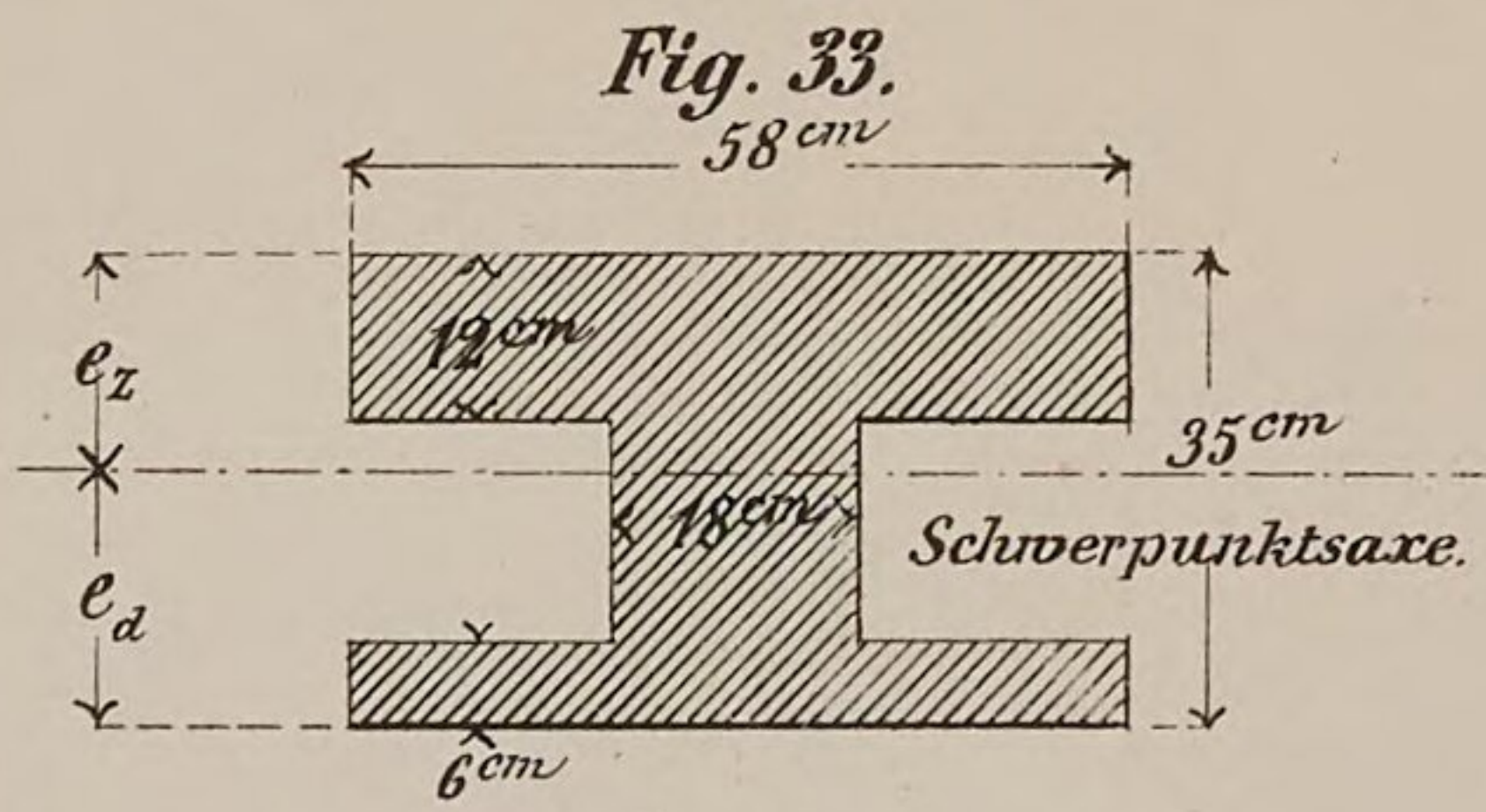
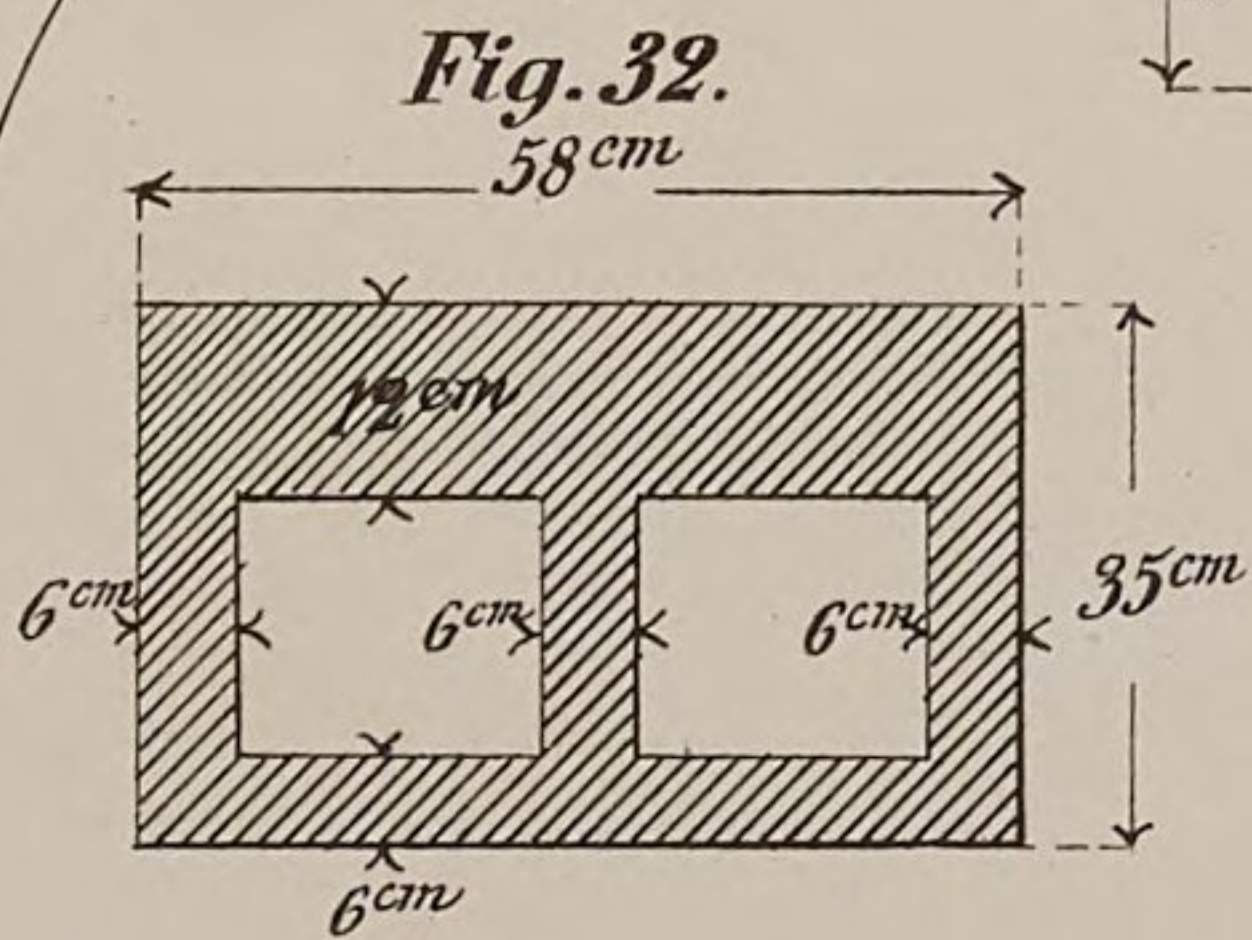
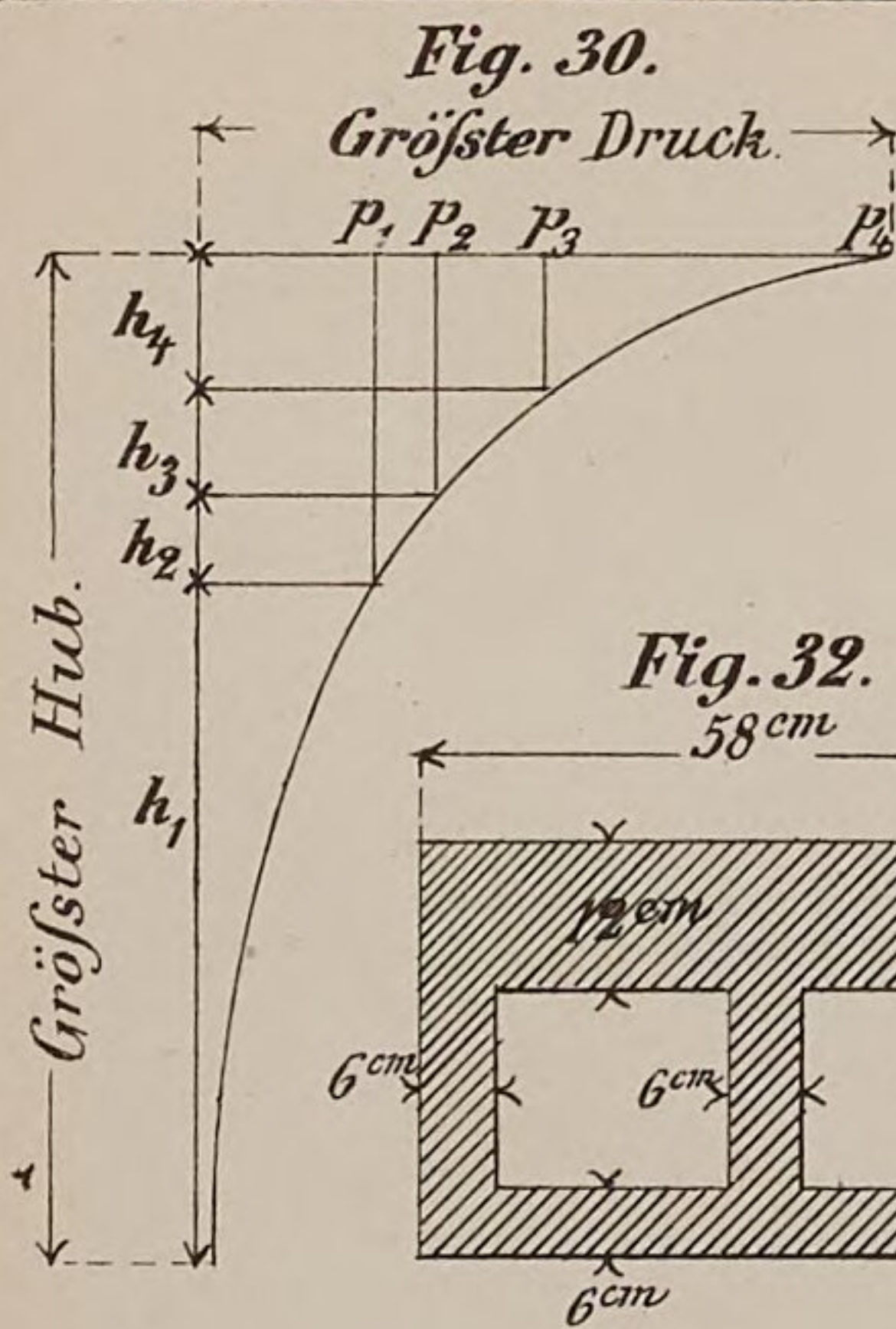


**Fig. 44.**

**Fig. 39.**

**Fig. 42.**

**Fig. 37.**

**Fig. 40.**

**Fig. 41.**

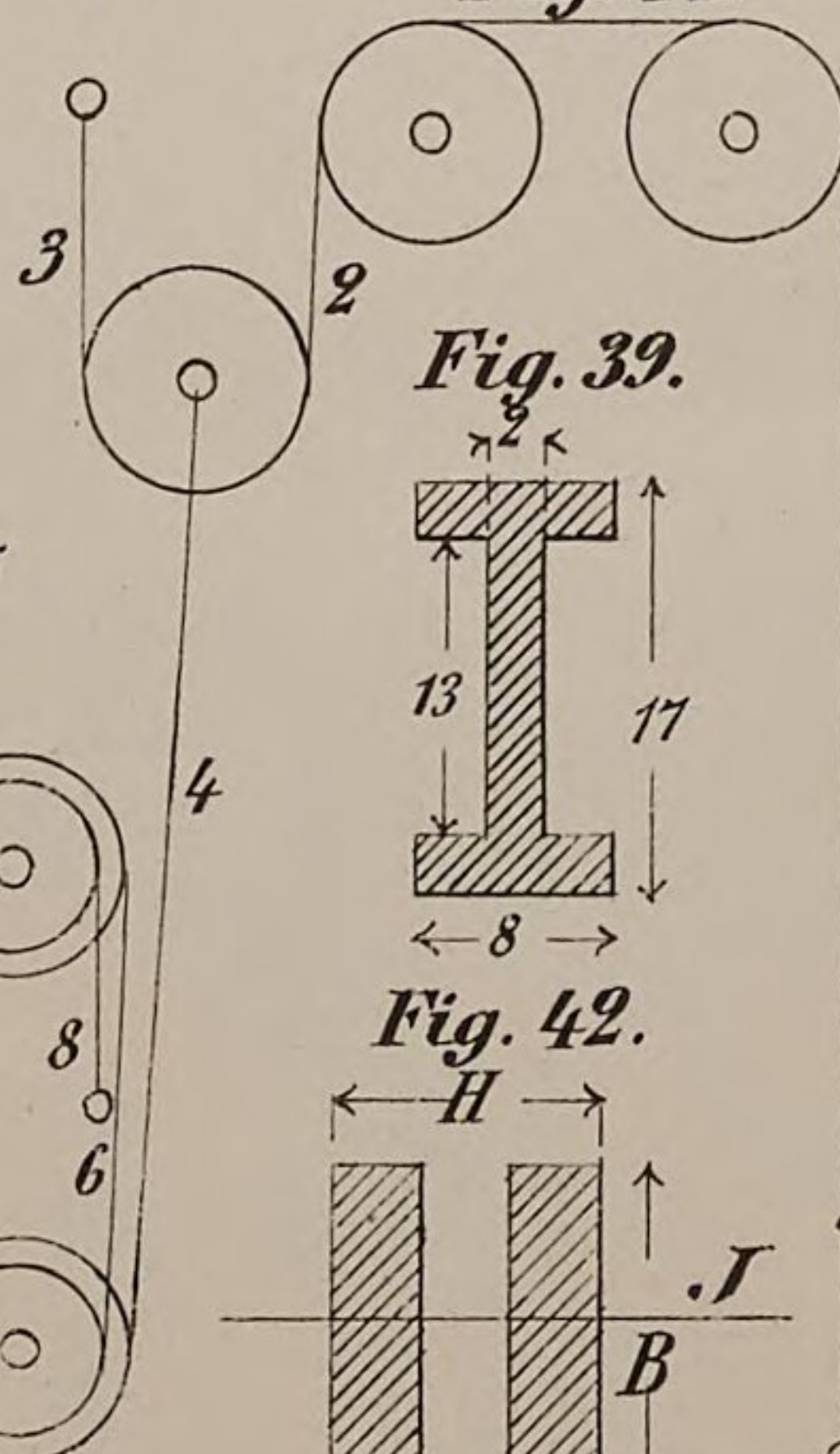
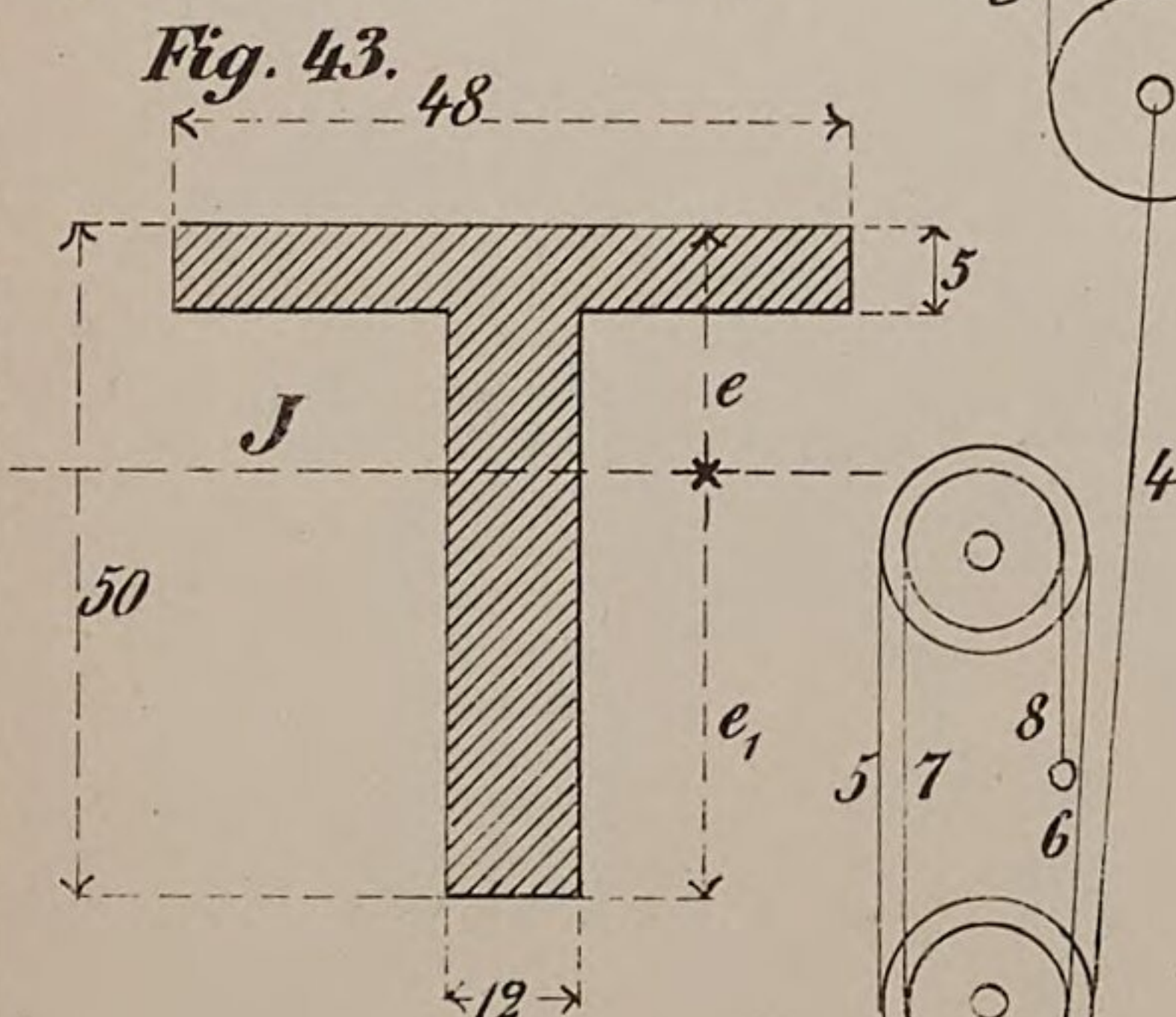


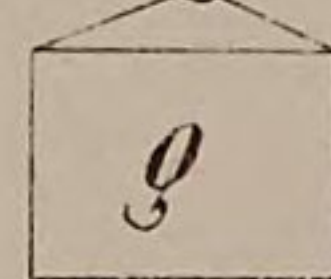
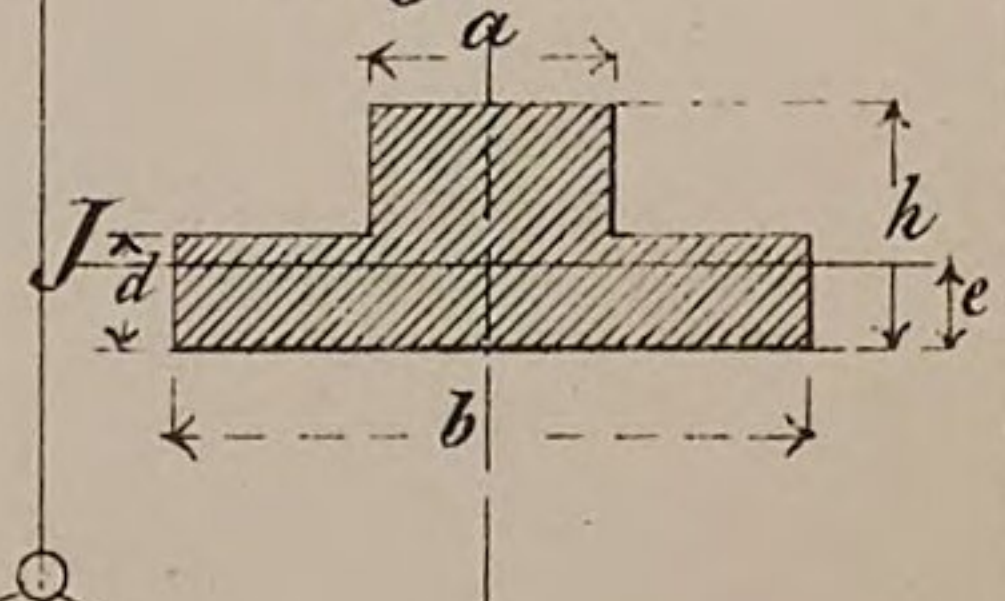
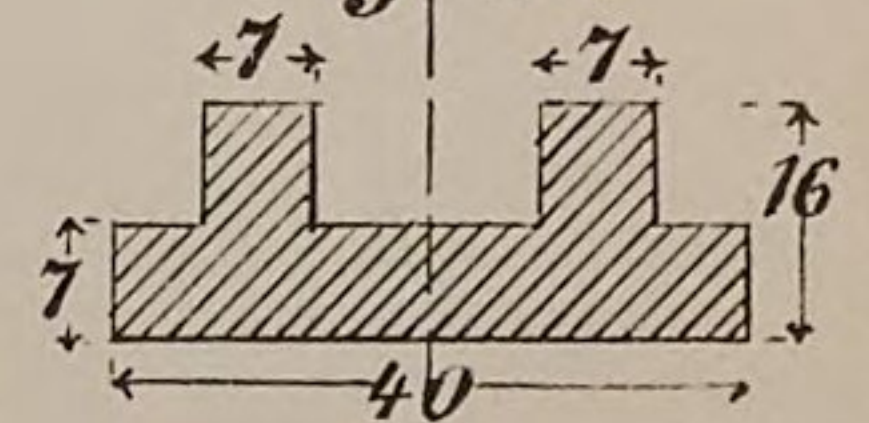
**Fig. 39.**

**Fig. 42.**

**Fig. 37.**

**Fig. 40.**

**Fig. 41.**













# L. GEISSENDÖRFER

Lithographische Anstalt & Steindruckerei  
in  
**CARLSRUHE.**

---

ANFERTIGUNG

aller

lithographischen, kalligraphischen & authographischen Arbeiten.

---

Uebernahme ganzer Verlagswerke

mit

technischen, architektonischen und anderen wissenschaftlichen  
Zeichnungen etc.

---

Verlag des III. polytechnischen Jahrbuches  
Wasserräder und Turbinen.

Commissionsverlag von **Fr. Bassermann** in **München.**

---

In elfter bedeutend vermehrter und verbesserter Auflage:

## Schriften-Vorlagen

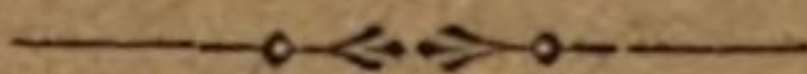
für

Techniker aller Fächer

von

**L. Geissendörfer** in **Karlsruhe.**

Zu beziehen durch die Verlagsbuchhandlung von  
**Fr. Bassermann** in **München.**





Hart, Josef

Constructionen aus dem Maschinenbau nach den Vorträgen des Hrn. Prof. J.  
Hart Herausgegeben von der Maschinenbau-Schule des Grossh. Polytechnikums  
zu Carlsruhe. Dampfkessel. Dampfmaschinen  
Bd.: [2,4]

Carlsruhe 1878

2 Math.a. 43 m-2

urn:nbn:de:bvb:12-bsb11362746-6